



**TUGAS AKHIR - TM 141585**

**ANALISA BEBAN KERJA DAN GAYA DINAMIS  
*ROUND ROLLER* DAN *SLIDING ROLLER* UNTUK  
SISTEM CVT (*CONTINUOUSLY VARIABLE  
TRANSMISSION*) SEPEDA MOTOR MATIC**

**AHMAD BAGUS PRASOJO**  
NRP. 2113105007

Dosen Pembimbing  
Ir. Yusuf Kaelani, M.Sc.E.

JURUSAN TEKNIK MESIN  
Fakultas Teknologi Industri  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember  
Surabaya 2016



**FINAL PROJECT - TM 141585**

**WORKLOAD ANALYSIS AND DYNAMIC FORCES  
IN ROUND ROLLER AND SLIDING ROLLER  
FOR SYSTEM CVT (CONTINUOUSLY VARIABLE  
TRANSMISSION) MATIC MOTORCYCLE**

**AHMAD BAGUS PRASOJO**  
**NRP. 2113105007**

Academic Supervisor  
Ir. Yusuf Kaelani, M.Sc.E.

DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING  
Faculty of Industrial Technology  
Sepuluh Nopember Institute of Technology  
Surabaya 2016

**ANALISA BEBAN KERJA DAN GAYA DINAMIS  
PADA *ROUND ROLLER* DAN *SLIDING ROLLER*  
UNTUK SISTEM CVT (*CONTINUOUSLY VARIABLE  
TRANSMISSION*) SEPEDA MOTOR MATIC**

**TUGAS AKHIR**

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat  
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik  
pada  
Bidang Studi Mekanika Benda Padat  
Jurusan Teknik Mesin  
Fakultas Teknologi Industri  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

**Ahmad Bagus Prasajo**  
Nrp. 2113 105 007

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. Ir. Yusuf Kaelani, M.Sc.E. .... (Pembimbing)  
NIP. 196511031990021001
2. Ir. Julendra Bambang Ariatedja, MT ..... (Penguji I)  
NIP. 196807061999031004
3. Moch. Solichin, ST, MT ..... (Penguji II)  
NIP. 2100201405003

**SURABAYA**  
**Juli , 2016**

**ANALISA BEBAN KERJA DAN GAYA DINAMIS PADA  
ROUND ROLLER DAN SLIDING ROLLER  
UNTUK SISTEM CVT  
(CONTINUOUSLY VARIABLE TRANSMISSION)  
SEPEDA MOTOR MATIC**

**Nama Mahasiswa** : Ahmad Bagus Prasajo  
**NRP** : 2113 105 007  
**Jurusan** : S1 Teknik Mesin FTI-ITS  
**Dosen Pembimbing** : Ir. Yusuf Kaelani, M.Sc.E.

***Abstrak***

*Primary shave weight atau sering disebut roller merupakan salah satu komponen dari sistem CVT pada motor matik yang sering mengalami kerusakan, baik itu aus maupun crack atau pecah. Bentuk geometri roller pada umumnya yaitu silinder (round roller) dengan rongga di tengah. Namun, ada perusahaan pembuat part sepeda motor di Taiwan membuat sebuah roller dengan bentuk asimetris yang disebut sliding roller.*

*Metodologi yang dilakukan pada penelitian ini adalah menganalisa beban kerja (gaya) yang dialami oleh roller. Metode analitis ini melibatkan analisa kinematika roller, dinamika roller dan analisa permukaan kontak roller dengan dinding pulley dan ramp plate. Setelah semua parameter didapatkan kemudian akan dibuat sebuah diagram benda bebas (freebody diagram) pada roller dan komponen yang mempengaruhi besar gaya roller, seperti driver pulley dan belt.. Selanjutnya akan dihitung besar tegangan (stress) yang terjadi pada roller menggunakan teori tegangan kontak (contact stress) dan akan dibandingkan dengan tegangan yield dari material roller (PTFE). Kemudian analisa akan dilanjutkan menggunakan teori kelelahan (fatigue). Dari analisa fatigue akan didapatkan amplitud tegangan (stress amplitud) yang kemudian akan diplotkan pada kurva stress vs*

*siklus (sn-curve) material PTFE dan kemudian akan dapat diprediksi umur roller.*

*Pada penelitian ini didapat total gaya normal yang didapatkan untuk round roller dan sliding roller hasilnya adalah sama yaitu pada posisi stasioner sebesar 37,268 N dan posisi puncak sebesar 525,279 N akan tetapi untuk total tegangan ekuivalen yang terjadi berbeda dikarenakan luasan kontak yang berbeda. round roller dengan luasan kontak yang lebih kecil menghasilkan total tegangan yang lebih besar yaitu 21,423 MPa sedangkan sliding roller sebesar 14,559 MPa, dengan frekuensi real pembebanan roller sebesar 0,0667 Hz dan berdasarkan teori kelelahan Gerber stress amplitude round roller didapatkan 8,8756 Mpa dan untuk sliding roller sebesar 6,195 Mpa. Jadi setelah stress amplitude diplotkan pada sn-curve PTFE hasil prediksi umur untuk round roller adalah  $4,081 \approx 4$  bulan dan untuk sliding roller adalah  $5,89 \approx 6$  bulan.*

***Kata kunci : round roller, sliding roller, gaya sentrifugal, gaya reaksi, tegangan kontak, teori kelelahan Gerber dan umur pakai.***

**WORKLOAD ANALYSIS AND DYNAMIC FORCE  
IN ROUND ROLLER AND SLIDING ROLLER  
FOR SYSTEM CVT  
(CONTINUOUSLY VARIABLE TRANSMISSION)  
MATIC MOTORCYCLE**

<b><i>Student Name</i></b>	<b><i>: Ahmad Bagus Prasjo</i></b>
<b><i>NRP</i></b>	<b><i>: 2113 105 007</i></b>
<b><i>Department</i></b>	<b><i>: SI Teknik Mesin FTI-ITS</i></b>
<b><i>Lecturer</i></b>	<b><i>: Ir. Yusuf Kaelani, M.Sc.E.</i></b>

***Abstract***

*Primary shave weight or often called roller is one component of the system CVT automatic motor which is often damaged, either wear or crack or rupture. Geometric shapes in general, ie cylindrical roller (round roller) with a cavity in the center. However, there is a motorcycle part manufacturer in Taiwan to make a roller with an asymmetrical shape called sliding roller.*

*The methodology in this research is to analyze the work load (force) experienced by roller. This analytical method involves analysis roller kinematics, dynamics analysis roller and roller contact with the wall surface of the pulley and ramp plate. After all the parameters obtained will then be made a free body diagram (Freebody diagram) on the roller and components that affect the large roller style, such as the driver pulley and the belt .. Next will be calculated much voltage (stress) that occurs on the roller using the theory of contact voltage (contact stress) and will be compared with the yield stress of the material roller (PTFE). Then the analysis will be continued using the theory of fatigue (fatigue). From the analysis of fatigue will be obtained amplitude voltage (stress amplitude) which will then be plotted on a curve of*

*stress versus cycles (sn-curve) and the PTFE material will then be able to predict the life of the roller.*

*In this research, obtained the total normal force obtained for roller and sliding roller round result is the same that is in a stationary position amounted to 37.268 N and the peak position of 525.279 N but for totally different equivalent voltage that occurs due to contact of different extents. round roller with smaller contact area generates a voltage greater total is 21.423 MPa while sliding roller of 14.559 MPa, with the real frequency of 0.0667 Hz loading roller and is based on the theory of fatigue stress amplitude Gerber round roller obtained 8.8756 MPa and for sliding roller at 6.195 MPa. So after the stress amplitude is plotted on a curve PTFE sn-life prediction results for the round roller is  $4.081 \approx 4$  months and for sliding roller is  $5.89 \approx 6$  months.*

***Keywords: round roller, sliding roller, centrifugal force, reaction force, contact stress, fatigue theory of Gerber and lifespan.***

## DAFTAR ISI

<b>ABSTRAK .....</b>	<b>i</b>
<b>ABSTRACT .....</b>	<b>ii</b>
<b>KATA PENGANTAR .....</b>	<b>iii</b>
<b>DAFTAR ISI .....</b>	<b>vii</b>
<b>DAFTAR GAMBAR .....</b>	<b>xi</b>
<b>DAFTAR TABEL.....</b>	<b>xv</b>
<b>BAB I PENDAHULUAN .....</b>	<b>1</b>
1.1 Latar Belakang .....	1
1.2 Rumusan Masalah.....	2
1.3 Tujuan Penelitian .....	2
1.4 Batasan Masalah .....	3
1.5 Manfaat Penelitian .....	3
1.6 Sistematika Penulisan .....	3
<b>BAB II DASAR TEORI .....</b>	<b>5</b>
2.1 Penelitian Terdahulu .....	5
2.2 Sistem Transmisi.....	6
2.2.1 Transmisi Manual .....	6
2.2.2 Transmisi Otomatis .....	8
2.2.3 Cara Kerja Transmisi Otomatis.....	13
2.2.4 Roller CVT.....	15
2.2.5 Sliding Roller CVT .....	18
2.3 Analisa Dasar Continuously Variable Transmission (CVT) .....	21
2.3.1 Ratio dan Gerak Aksial Pulley.....	21
2.4 Gaya gaya Pada Sabuk (Vbelt) .....	23
2.4.1 Gaya Normal Belt Terhadap Sisi Pulley .....	23
2.5 Gaya-gaya pada Pulley Penggerak (Driver Pulley) .....	24
2.5.1 Analisa Gaya Pada Roller Penggerak ....	24
2.6 Free Body Diagram.....	25
2.6.1 Free Body Diagram Pada Pulley .....	25



2.6.2	Free Body Diagram Pada Roller .....	27
2.7	Tegangan Kontak (Contact Stress) .....	28
2.7.1	Kontak Bola (Spherical Contact) .....	28
2.7.2	Kontak Silinder ( <i>Cylindrical Contact</i> ).....	31
2.8	Teori Kelelahan.....	34
2.8.1	Metode Gerber .....	37
2.8.2	Metode Goodman.....	38
2.8.3	Metode Soderberg.....	41
<b>BAB III METODOLOGI.....</b>		<b>43</b>
3.1	Metode Penelitian .....	43
3.2	Studi Literatur .....	44
3.3	Identifikasi Masalah.....	45
3.4	Data Pengujian .....	45
3.4.1	Data Spesifikasi Motor.....	45
3.4.2	Data Spesifikasi Roller Standard .....	46
3.4.3	Data Spesifikasi Sliding Roller .....	47
3.5	Flowchart Perhitungan .....	49
3.6	Langkah Analisa dan Perhitungan .....	51
<b>BAB IV ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN .....</b>		<b>53</b>
4.1	Data Kendaraan.....	53
4.2	Hasil Pencarian Sudut $\theta_1$ , $\theta_2$ , $\theta_{b1}$ dan $\theta_{b2}$ .....	54
4.3	Perhitungan Gaya Pada Roller .....	55
4.3.1	Perhitungan Gaya Sentrifugal ( $F_c$ ) di titik 1 .....	56
4.3.2	Perhitungan Gaya Gesek Pada Roller di titik 1 .....	57
4.3.3	Perhitungan Gaya Normal Roller Terhadap Pulley (R1) di titik 1.....	57
4.3.4	Perhitungan Gaya Normal Roller Terhadap Ramp Plate (R2) di titik 1 .....	58
4.3.5	Perhitungan Gaya Normal Pulley Terhadap Belt (Rb) di titik 1 .....	58

4.3.6	Perhitungan Gaya Tegang Belt ( $F_b$ ) di titik 1 .....	59
4.4	Analisa Tegangan Statis Pada Roller .....	59
4.4.1	Perhitungan Tegangan Normal Pada Sliding Roller .....	61
4.4.2	Perhitungan Tegangan Kontak ( <i>Contact Stress</i> ) Pada Round Roller dan Sliding Roller di Titik 1 Kontak 1 .....	62
4.4.3	Perhitungan tekanan maksimal (Maximum Pressure) .....	64
4.4.4	Perhitungan tegangan utama Roller (Principal Stress) arah X .....	65
4.4.5	Perhitungan tegangan utama Roller (Principal Stress) arah Y .....	66
4.4.6	Perhitungan tegangan utama Roller (Principal Stress) arah Z .....	67
4.4.7	Perhitungan Tegangan Geser (Shear Stress) Bidang X Arah Z .....	68
4.4.8	Perhitungan Tegangan Geser (Shear Stress) Bidang Y Arah Z .....	69
4.4.9	Perhitungan Tegangan Geser (Shear Stress) Bidang X Arah Y .....	70
4.4.10	Perhitungan Tegangan Ekuivalen ( <i>equivalent stress</i> ) .....	72
4.5	Perhitungan Teori Kelelahan ( <i>Fatigue</i> ) Pada Round Roller dan Sliding Roller Untuk Memprediksi Umur Roller .....	73
4.5.1	Memprediksi Umur Round Roller Menggunakan Kurva Amplitudo Tegangan ( <i>Stress Amplitude</i> ) vs Siklus ( <i>Cycle</i> ) <i>Sn-Curve</i> Material PTFE .....	75

4.5.2	Memprediksi Umur Sliding Roller Menggunakan Kurva Amplitudo Tegangan ( <i>Stress Amplitude</i> ) vs Siklus ( <i>Cycle</i> ) <i>Sn-Curve</i> Material PTFE.....	77
<b>BAB V KESIMPULAN DAN SARAN.....</b>		<b>79</b>
5.1	Kesimpulan .....	79
5.2	Saran .....	80
<b>DAFTAR PUSTAKA .....</b>		<b>xvii</b>
<b>LAMPIRAN .....</b>		<b>xiv</b>

## DAFTAR TABEL

<b>Tabel 3.1</b>	Spesifikasi Roller standar vario 125 PGM-Fi.....	46
<b>Tabel 3.2</b>	Spesifikasi Material Roller (Teflon / PTFE) standar vario 125 PGM-Fi .....	48
<b>Tabel 3.3</b>	Spesifikasi Material Roller (Tembaga) standar vario 125 PGM-Fi .....	48
<b>Tabel 4.1</b>	Data Spesifikasi roller pada 5 titik Statis .....	53
<b>Tabel 4.2</b>	Hasil Pencarian Sudut $\theta_1$ , $\theta_2$ , $\theta_{b1}$ dan $\theta_{b2}$ .....	55
<b>Tabel 4.3</b>	Hasil Perhitungan Teoritis .....	46
<b>Tabel 4.4</b>	Hasil Perhitungan tegangan normal sliding roller pada titik kontak kedua.....	61
<b>Tabel 4.5</b>	Hasil Perhitungan Lebar Bidang Kontak Pada titik kontak 1 dan 2.....	63
<b>Tabel 4.6</b>	Hasil Perhitungan Tekanan Maksimal Roller Pada titik kontak 1 dan 2.....	64
<b>Tabel 4.7</b>	Hasil Perhitungan Tegangan Utama Roller (Principal Stress) Arah X Pada titik kontak 1 dan 2.....	65
<b>Tabel 4.8</b>	Hasil Perhitungan Tegangan Utama Roller (Principal Stress) Arah Y Pada titik kontak 1 dan 2.....	67
<b>Tabel 4.9</b>	Hasil Perhitungan Tegangan Utama Roller (Principal Stress) Arah Z Pada titik kontak 1 dan 2.....	68
<b>Tabel 4.10</b>	Hasil Perhitungan Tegangan Geser Roller (Shear Stress) Pada Bidang X Arah Z di titik kontak 1 dan 2 .....	69

<b>Tabel 4.11</b>	Hasil Perhitungan Tegangan Geser Roller (Shear Stress) Pada Bidang Y Arah Z di titik kontak 1 dan 2 .....	70
<b>Tabel 4.12</b>	Hasil Perhitungan Tegangan Geser Roller (Shear Stress) Pada Bidang Y Arah Z yang disebabkan oleh gaya gesek di titik kontak 1, 2 dan 3 .....	71
<b>Tabel 4.13</b>	Hasil Perhitungan Tegangan Ekvivalen Roller (equivalent stress) Pada titik kontak 1 dan 2.....	72

## DAFTAR GAMBAR

<b>Gambar 1.1</b>	Kerusakan pada roller .....	1
<b>Gambar 2.1</b>	Konstruksi dan Komponen Transmisi Manual .....	7
<b>Gambar 2.2</b>	Komponen Puli Primer .....	8
<b>Gambar 2.3</b>	Komponen puli sekunder .....	10
<b>Gambar 2.4</b>	Torsi Cam .....	12
<b>Gambar 2.5</b>	Gigi Reduksi .....	13
<b>Gambar 2.6</b>	Sistem Kerja CVT .....	14
<b>Gambar 2.7</b>	Round Roller CVT .....	16
<b>Gambar 2.8</b>	Sliding Roller CVT .....	19
<b>Gambar 2.9</b>	Perbandingan Round Roller dan Sliding Roller .....	20
<b>Gambar 2.10</b>	Dimensi Driver pulley Potongan Melintang ..	21
<b>Gambar 2.11</b>	Keseimbangan gaya pada belt .....	23
<b>Gambar 2.12</b>	Penampang pulley .....	24
<b>Gambar 2.13</b>	Diagram benda bebas dari roller penggerak ..	24
<b>Gambar 2.14</b>	Poligon segitiga gaya .....	25
<b>Gambar 2.15</b>	Free body diagram pulley .....	26
<b>Gambar 2.16</b>	Gaya – gaya yang bekerja pada roller .....	27
<b>Gambar 2.17</b>	Dua bola diadakan di kontak oleh gaya F (a) stres kontak memiliki distribusi hemispherical di kontak diameter zona 2a (b) .....	29
<b>Gambar 2.18</b>	Besaran komponen tegangan di bawah permukaan sebagai fungsi maksimal tekanan kontak bola .....	30
<b>Gambar 2.19</b>	Dua silinder sirkular yang tepat diadakan di kontak oleh Gaya F merata sepanjang silinder panjang l (a) Tegangan Kontak memiliki elips distribusi di seluruh zona kontak lebar 2b (b) .....	32

<b>Gambar 2.20</b>	Besaran komponen tegangan di bawah permukaan sebagai fungsi maksimal Tekanan untuk kontak silinder .....	33
<b>Gambar 2.21</b>	Grafik tegangan terhadap siklus .....	34
<b>Gambar 2.22</b>	Tegangan Berlawanan ( <i>reversed stress</i> ) .....	35
<b>Gambar 2.23</b>	Tegangan Berulang – ulang ( <i>fluctuating stress</i> ) .....	35
<b>Gambar 2.24</b>	Gabungan Tegangan Rata – rata dan variabel.....	37
<b>Gambar 2.25</b>	Metode Goodman .....	39
<b>Gambar 2.26</b>	Metode Soderberg.....	41
<b>Gambar 3.1</b>	Diagram Alir Penelitian .....	43
<b>Gambar 3.2</b>	Spesifikasi Honda Vario 125 PGM-FI.....	45
<b>Gambar 3.3</b>	Bentuk geometri roller standar vario 125 PGM-Fi .....	46
<b>Gambar 3.4</b>	Pengukuran tinggi / diameter round roller dan sliding roller .....	47
<b>Gambar 3.5</b>	Diagram Alir Perhitungan.....	50
<b>Gambar 3.6</b>	Radius Gerak Roller.....	51
<b>Gambar 4.1</b>	Grafik Hubungan Radius <i>Roller</i> dengan Kecepatan Sudut Pulley.....	54
<b>Gambar 4.2</b>	Ilustrasi Metode Grafis mencari $\theta_1$ dan $\theta_2$ ....	55
<b>Gambar 4.3</b>	Grafik Gaya-gaya Pada Roller.....	56
<b>Gambar 4.4</b>	FBD Gaya Normal <i>Roller</i> Terhadap Pulley (R1) dan Ramp Plate (R2) .....	57
<b>Gambar 4.5</b>	FBD Gaya Normal Pulley Terhadap Belt (Rb) .....	58
<b>Gambar 4.6</b>	FBD Gaya Tegang Belt (Fb).....	59
<b>Gambar 4.7</b>	Proyeksi arah tegangan pada roller pada bidang x, y dan z .....	60
<b>Gambar 4.8</b>	Grafik Tegangan Normal Sliding Roller.....	61
<b>Gambar 4.9</b>	Grafik Setengah Lebar Bidang Kontak.....	63
<b>Gambar 4.10</b>	Grafik Tekanan Maksimal .....	64
<b>Gambar 4.11</b>	Grafik Tegangan Utama Arah X.....	66

<b>Gambar 4.12</b>	Grafik Tegangan Utama Arah Y.....	67
<b>Gambar 4.13</b>	Grafik Tegangan Utama Arah Z.....	68
<b>Gambar 4.14</b>	Grafik Tegangan Geser Bidang X Arah Z.....	69
<b>Gambar 4.15</b>	Grafik Tegangan Geser Bidang Y Arah Z.....	70
<b>Gambar 4.16</b>	Grafik Tegangan Geser Bidang X Arah Y ....	71
<b>Gambar 4.17</b>	Grafik Analisa Kegagalan Von Mises .....	73
<b>Gambar 4.18</b>	Kurva Amplitudo Tegangan ( <i>Stress Amplitude</i> ) vs Siklus ( <i>Cycle</i> ) <i>Sn-Curve</i> Material PTFE Round Roller .....	76
<b>Gambar 4.19</b>	Kurva Amplitudo Tegangan ( <i>Stress Amplitude</i> ) vs Siklus ( <i>Cycle</i> ) <i>Sn-Curve</i> Material PTFE Sliding Roller .....	78



***“Halaman ini sengaja dikosongkan”***

# BAB I

## PENDAHULUAN

### 1.1 Latar Belakang

Jumlah pengguna motor matic di Indonesia, dalam 5 tahun terakhir ini terus mengalami peningkatan. Berdasarkan statistik penjualan motor yang dicatatkan oleh Asosiasi Industri Sepeda Motor Indonesia (AISIRI) Pada tahun 2011 sebesar 4,15 juta unit (51,81 %), tahun 2012 sebesar 4,23 juta unit (59,33 %) pada tahun 2013 sebesar 4,89 juta unit (63,02 %), tahun 2014 mencapai 5,32 juta unit (67,33 %), pada tahun 2015 sebesar 4,87 juta unit (75,27%) dan pada tahun 2016 dapat dipastikan akan mengalami peningkatan pengguna motor matic di Indonesia.

Salah satu alasan kenapa motor matic semakin digemari adalah kemudahan dalam pengoperasian, pengguna motor tidak perlu lagi oper gigi atau bermain kopling untuk menjalankannya. Hal ini dikarenakan teknologi transmisi motor matic yang menggunakan CVT (*Continuously Variable Transmission*) adalah sebuah transmisi yang dapat mengubah kecepatan dengan jumlah rasio roda gigi tak terbatas dengan efektif antara nilai maksimum dan minimum.

*Primary shave weight* atau sering disebut *roller* merupakan salah satu komponen dari sistem CVT pada motor automatic yang sering mengalami kerusakan, baik itu aus maupun *crack* atau pecah, seperti yang ditunjukkan pada gambar 1.1 dibawah ini. Dengan prinsip dasar dari gaya sentrifugal, fungsi dari *roller* sendiri adalah untuk menekan dinding dalam *pulley* primer sewaktu terjadi putaran tinggi. Adapun beberapa penyebab kerusakan dari *roller* seperti kurangnya perawatan pada sistem CVT, membuka tutup *handle* gas

secara spontan, atau terkena kontaminasi zat-zat yang dapat mengganggu kinerja dari *roller* seperti debu, lumpur, dan lain-lain.



**Gambar 1.1** Kerusakan pada roller

Bentuk geometri roller pada umumnya yaitu silinder (*round roller*) dengan rongga di tengah dan terdiri dari dua lapisan, yaitu bagian dalam terbuat dari logam (tembaga, kuningan, aluminium, dll) sedangkan bagian luar terbuat dari bahan non logam (plastik, teflon, *polycarbonate*, *nylon*, dll). Namun, ada perusahaan pembuat part sepeda motor di Taiwan membuat sebuah roller dengan bentuk asimetris yang disebut *sliding roller*. Mereka menyebut *sliding roller* dapat bekerja lebih baik daripada *roller* standard (*round roller*) yang beredar di pasaran, dapat meningkatkan akselerasi dan umur pakai (*lifetime*) dari *sliding roller* lebih panjang.

Pada penelitian sebelumnya belum ada yang spesifik membahas tentang gaya-gaya yang terjadi pada roller, khususnya *sliding roller* ini. Kebanyakan membahas tentang round roller dengan variasi berat maupun diameter round roller itu sendiri. Oleh karena itu didalam penelitian ini penulis mencoba untuk

menganalisa sebesar apa gaya-gaya yang terjadi pada roller CVT matik, baik itu round roller maupun sliding roller dan juga penulis akan mencoba membandingkan antara kedua jenis roller tersebut, apa kekurangan dan kelebihan dari keduanya.

## 1.2 Rumusan Masalah

Dari latar belakang masalah yang telah disampaikan, permasalahan yang terdapat pada penelitian ini adalah :

1. Seberapa besar beban kerja (gaya) yang diterima oleh *roller* sehingga sering mengalami kerusakan ?
2. Apa pengaruh perbedaan bentuk geometri dari *round roller* dan *sliding roller* terhadap kinerja dari *roller* ?
3. Adakah perbedaan umur pakai (*life time*) dari kedua jenis *roller* tersebut ?

## 1.3 Tujuan Penelitian

Tujuan dari penelitian yang akan dilakukan adalah :

1. Menganalisa besar beban kerja (gaya) yang diterima oleh *roller* sehingga sering mengalami kerusakan.
2. Mengetahui adakah pengaruh perbedaan bentuk geometri dari *round roller* dan *sliding roller* terhadap kinerja dari *roller*.
3. Memprediksi umur pakai (*life time*) dari kedua jenis *roller* tersebut.

## 1.4 Batasan Masalah

Agar penelitian ini dapat terfokus maka ada beberapa batasan yang akan diberikan :

1. Sistem CVT (*Continously Variable Transmission*) , khususnya pada bagian *primary shave weight* atau *roller* yang akan diteliti adalah pada motor Honda vario 125 PGM-Fi tahun 2012 .
2. Material dari *round roller* dan *sliding roller* adalah teflon.
3. Osilasi relatif konstan.

4. Temperatur sistem dianggap konstan (dibawah *melting*).
5. Dalam kondisi tunak (*steady state*).
6. Kondisi bersih tidak ada material *debris*.

### 1.5 Manfaat Penelitian

Beberapa manfaat yang bisa diambil dari hasil penelitian ini adalah :

1. Menambah wawasan guna mencegah atau meminimalisir resiko terjadinya kerusakan pada sistem CVT (*Continously Variable Transmission*) pada motor matik, khususnya pada bagian *primary shave weight* atau *roller*.
2. Memberikan sumbangan pemikiran kepada masyarakat dan dunia industri sehingga dapat meningkatkan efisiensi biaya operasional.

### 1.6 Sistematika Penulisan

Dalam penyusunan proposal tugas akhir ini, sistematika dalam penulisan adalah sebagai berikut :

#### Bab I Pendahuluan

Berisikan latar belakang, rumusan masalah, tujuan penulisan, batasan masalah serta sistematika penulisan.

#### Bab II Tinjauan Pustaka

Berisikan teori-teori pendukung yang digunakan dalam penyusunan tugas akhir ini.

#### Bab III Metodologi

Berisikan prosedur pelaksanaan dan pengambilan data serta prosedur dalam analisa.

#### Bab IV Analisa dan Pembahasan

Berisikan tentang pengolahan data – data yang telah didapat kemudian dilakukan analisa lebih lanjut.

#### Bab V Kesimpulan dan Saran

Bab penutup ini berisikan kesimpulan dari hasil pengolahan data – data pengujian yang telah dilakukan dan saran untuk penelitian kedepannya.

## **BAB II**

### **DASAR TEORI**

#### **2.1 Penelitian Terdahulu**

Wijanarko <sup>[6]</sup> melakukan analisa tentang pengaruh perubahan massa roller penggerak variator pulley pada continuously variable transmission (CVT) terhadap kinerja traksi pada sepeda motor yamaha mio. Pada penelitian tugas akhir nya dilakukan penganalisaan secara kinematika sistem transmisi CVT dengan cara memvariasikan massa roller pada driver pulley dan juga menganalisa pengaruh perubahan massa roller terhadap performa dari sepeda motor itu sendiri dalam hal ini adalah pengaruh terhadap gaya traksi sepeda motor.

Restu Prima Bagus Wibowo <sup>[8]</sup> melakukan penelitian untuk mengetahui pengaruh diameter roller CVT terhadap daya pada Yamaha Mio Sporty Tahun 2007, mengetahui pengaruh variasi putaran mesin terhadap daya pada Yamaha Mio Sporty Tahun 2007, Mengetahui interaksi diameter roller CVT dan variasi putaran mesin terhadap daya pada Yamaha Mio Sporty Tahun 2007.

Chrisnata Gita Prasandy <sup>[7]</sup> melakukan penelitian tentang pengaruh variasi sudut kontak kemiringan drive pulley pada continuously variable transmission (CVT) dengan variasi sudut  $14^{\circ}$ ,  $13^{\circ}$ , dan  $12^{\circ}$  pada honda vario 125 PGM-FI. Adapun hasil yang didapat berupa besaran torsi roda sebagai fungsi kecepatan. Selanjutnya dengan analisa perhitungan akan didapatkan nilai rasio transmisi kendaraan. serta menganalisa apakah akan terjadi slip jika ada perubahan sudut kontak kemiringan drive pulley. Hasil dari pengujian ini membandingkan torsi roda eksperimen dan torsi roda teoritis kendaraan sehingga dapat disimpulkan jenis drive pulley yang paling baik untuk kecepatan kendaraan pada penggunaan yang diperlukan.

## 2.2 Sistem Transmisi

Transmisi yaitu salah satu bagian dari sistem pemindah tenaga yang berfungsi untuk mendapatkan variasi momen dan kecepatan sesuai dengan kondisi jalan dan kondisi pembebanan, yang umumnya menggunakan perbandingan roda gigi. Prinsip dasar transmisi adalah bagaimana mengubah kecepatan putaran suatu poros menjadi kecepatan putaran yang diinginkan. Gigi transmisi berfungsi untuk mengatur tingkat kecepatan dan momen mesin sesuai dengan kondisi yang dialami sepeda motor.

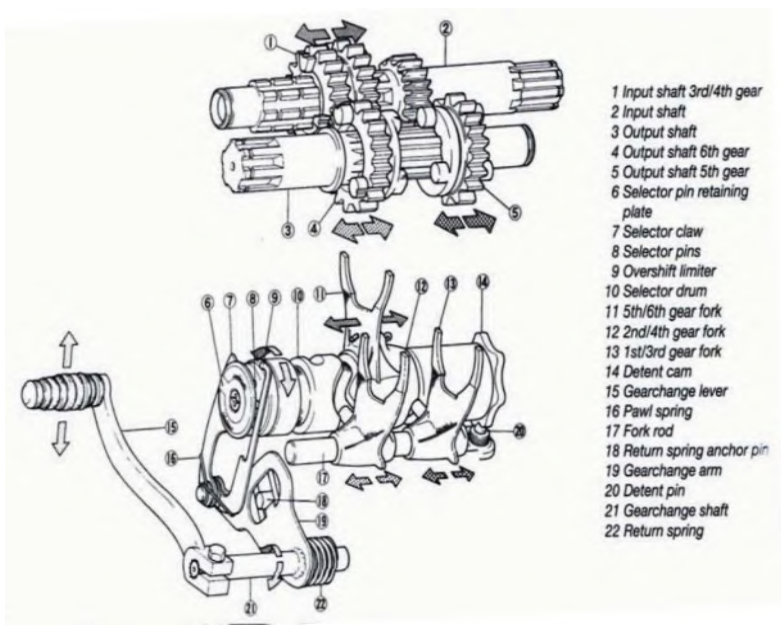
Sistem pemindah tenaga secara garis besar terdiri dari unit kopling, transmisi, penggerak akhir (*final drive*). Fungsi transmisi adalah untuk mengatur perbedaan putaran antara mesin dengan putaran poros yang keluar dari transmisi. Pengaturan putaran ini dimaksudkan agar kendaraan dapat bergerak sesuai beban dan kecepatan kendaraan.

Rangkaian pemindah pada transmisi manual tenaga berawal dari sumber tenaga (*engine*) ke sistem pemindah tenaga yaitu masuk ke unit kopling (*clutch*), diteruskan ke transmisi (*gear box*), kemudian menuju *final drive*. Final drive adalah bagian terakhir dari sistem pemindah tenaga yang memindahkan tenaga mesin ke roda belakang.

### 2.2.1 Transmisi Manual

Komponen utama dari gigi transmisi pada sepeda motor terdiri dari susunan gigi-gigi yang berpasangan yang berbentuk dan menghasilkan perbandingan gigi-gigi tersebut terpasang, seperti yang ditunjukkan pada gambar 2.1 dibawah ini. Salah satu pasangan gigi tersebut berada pada poros utama (*main shaft/input shaft*)

dan pasangan gigi lainnya berada pada poros luar (*output shaft/ counter shaft*). Jumlah gigi kecepatan yang terpasang pada transmisi tergantung kepada model dan kegunaan sepeda motor yang bersangkutan. Kalau kita memasukkan gigi atau mengunci gigi, kita harus menginjak pedal pemindahnya. Tipe transmisi yang umum digunakan pada sepeda motor adalah tipe constant mesh, yaitu untuk dapat bekerjanya transmisi harus menghubungkan gigi-giginya yang berpasangan. Untuk menghubungkan gigi-gigi tersebut digunakan garu pemilih gigi/garpu persnelling (*gearchange lever*).



**Gambar 2.1** Konstruksi dan Komponen Transmisi Manual <sup>[2]</sup>

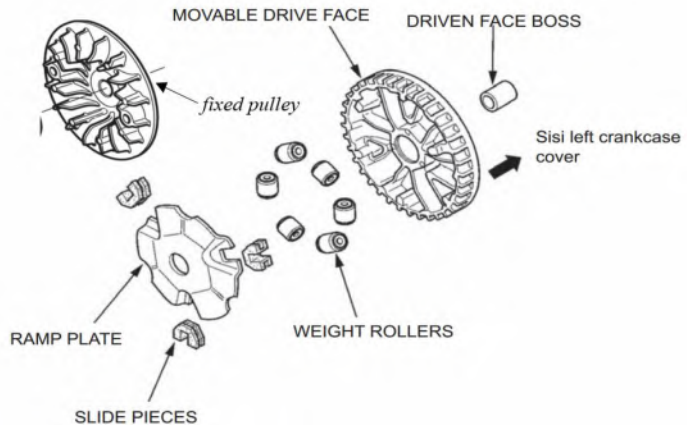


## 2.2.2 Transmisi Otomatis

Transmisi otomatis adalah transmisi kendaraan yang pengoperasiannya dilakukan secara otomatis dengan memanfaatkan gaya sentrifugal. Transmisi yang digunakan yaitu transmisi otomatis “V” belt atau yang dikenal dengan CVT (*Continuous Variable Transmission*). CVT adalah sistem transmisi daya dari mesin menuju ban belakang menggunakan sabuk yang menghubungkan antara *drive pulley* dengan *driven pulley* menggunakan prinsip gaya gesek.

### 1) *Pulley Penggerak/ pulley primer ( Drive Pulley/ Primary Pulley )*

*Pulley primer* adalah komponen yang berfungsi mengatur kecepatan sepeda motor berdasar gaya sentrifugal dari *roller*, yang terdiri dari beberapa komponen seperti yang ditunjukkan pada gambar 2.2 dibawah ini.



**Gambar 2.2** Komponen *Pulley Primer* <sup>[9]</sup>

a) ***Fixed Pulley / Pulley tetap atau kipas pendingin***

*Pulley* tetap merupakan komponen *fixed pulley* tetap penggerak tetap. Selain berfungsi untuk memperbesar perbandingan rasio di bagian tepi komponen ini terdapat kipas pendingin yang berfungsi sebagai pendingin ruang CVT agar belt tidak cepat panas dan aus.

b) ***Pulley Penggerak / movable drive face***

*Pulley* penggerak merupakan komponen *pulley* yang bergerak menekan CVT agar diperoleh kecepatan yang diinginkan.

c) ***Driven Face Boss***

Komponen ini berfungsi sebagai poros dinding dalam *pulley* agar dinding dalam dapat bergerak mulus sewaktu bergeser.

d) ***Roller / Primary Sheave Weight***

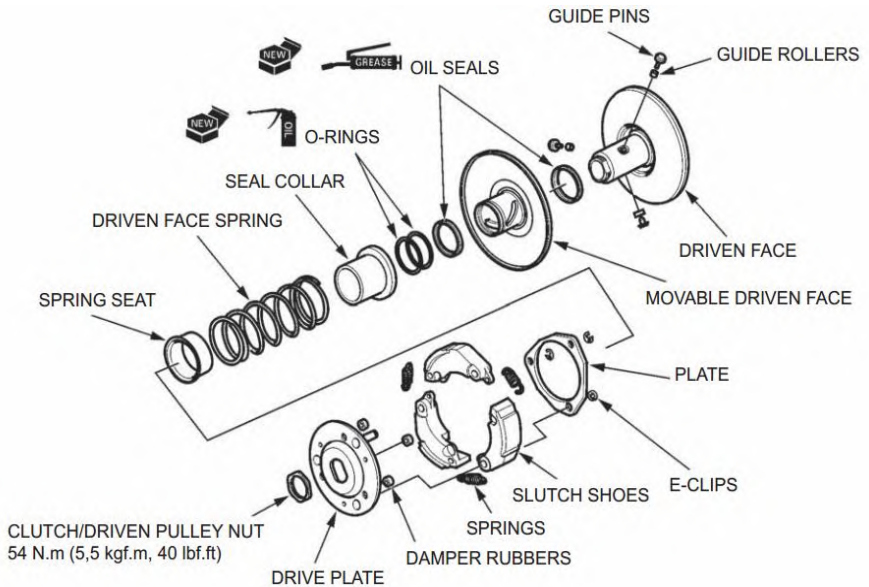
Adalah bantalan keseimbangan gaya berat yang berguna untuk menekan dinding dalam *pulley* primer sewaktu terjadi putaran tinggi.

e) ***Ramp Plate dan Slide Pieces***

Komponen ini berfungsi untuk menahan gerakan dinding dalam agar dapat bergeser ke arah luar sewaktu terdorong oleh roller.

2) ***Pulley yang digerakkan/ pulley skunder ( Driven Pulley/ Secondary Pulley)***

*Pulley* sekunder adalah komponen yang berfungsi yang berkesinambungan dengan *pulley* primer mengatur kecepatan berdasar besar gaya tarik sabuk yang diperoleh dari *pulley* primer. Adapun beberapa komponen dari *pulley* sekunder seperti ditunjukkan pada gambar 2.3 dibawah ini.



**Gambar 2.3** Komponen *pulley* sekunder <sup>[9]</sup>

**a) *Movable Driven Face* / Dinding luar *pulley* sekunder**

Dinding luar *pulley* sekunder berfungsi menahan sabuk / sebagai lintasan agar sabuk dapat bergerak ke bagian luar. Bagian ini terbuat dari bahan yang ringan dengan bagian permukaan yang halus agar memudahkan belt untuk bergerak.

**b) *Driven Face* / Dinding dalam *pulley* sekunder**

Bagian ini memiliki fungsi yang kebalikan dengan dinding luar *pulley* primer yaitu sebagai rel agar sabuk dapat bergerak ke posisi paling dalam *pulley* sekunder.

**c) *Driven Face Spring* / per CVT**

Pegas pengembali berfungsi untuk mengembalikan posisi *pulley* ke posisi awal yaitu posisi belt terluar. Prinsip kerjanya adalah semakin keras per maka belt dapat terjaga lebih lama di kondisi paling luar dari *driven pulley*.

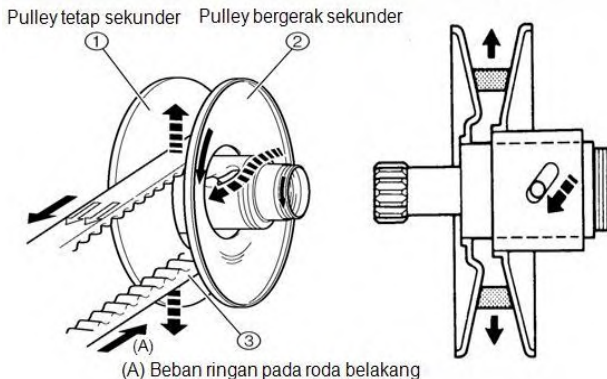
**d) *Clutch Shoe* / Kampas kopling**

Seperti pada umumnya fungsi dari kopling adalah untuk menyalurkan putaran dari putaran *pulley* sekunder menuju gigi reduksi. Cara kerja kopling sentrifugal adalah pada saat putaran stasioner/ lambat (putaran rendah), putaran poros *pulley* sekunder tidak diteruskan ke penggerak roda. Ini terjadi karena rumah kopling bebas (tidak berputar) terhadap kampas, dan pegas pengembali yang terpasang pada poros *pulley* sekunder. Pada saat putaran rendah (stasioner), gaya sentrifugal dari kampas kopling menjadi kecil sehingga sepatu kopling terlepas dari rumah kopling dan tertarik ke arah poros *pulley* sekunder akibatnya rumah kopling menjadi bebas. Saat putaran mesin bertambah, gaya sentrifugal semakin besar sehingga mendorong kampas kopling mencapai rumah kopling dimana gayanya lebih besar dari gaya pegas pengembali.

**e) *Guide Pin* / Torsi cam**

Apabila mesin membutuhkan membutuhkan torsi yang lebih atau bertemu jalan yang menanjak maka beban di roda belakang meningkat dan kecepatannya menurun. Dalam kondisi seperti ini posisi belt akan kembali seperti semula, seperti pada keadaan diam. *Drive pulley* akan membuka sehingga kedudukan belt membesar, sehingga

kecepatan turun saat inilah torsi cam bekerja. Torsi cam ini akan menahan pergerakan driven pulley agar tidak langsung menutup, jadi kecepatan tidak langsung jatuh. Contoh dan bagian dari torsi cam dapat dilihat pada gambar 2.4 dibawah ini.



**Gambar 2.4** Torsi Cam <sup>[2]</sup>

#### f) Sabuk V belt

Berfungsi sebagai penghubung putaran dari *pulley* primer ke *pulley* sekunder. Besarnya diameter V-belt bervariasi tergantung pabrikan motornya. Besarnya diameter V-belt biasanya diukur dari dua poros, yaitu poros *crankshaft* poros *primary drive gear shift*. V-belt terbuat dari karet dengan kualitas tinggi, sehingga tahan terhadap gesekan dan panas. Belt memiliki keunggulan dibandingkan dengan roda gigi, yaitu :

1. Gaya yang dibutuhkan untuk memutar poros input lebih kecil

2. Factor getaran yang ditimbulkan lebih kecil
3. Gesekan yang terjadi tidak terlalu besar
4. Proses dan biaya produksi yang dibutuhkan lebih ringan

### 3) Gigi reduksi



**Gambar 2.5** Gigi Reduksi

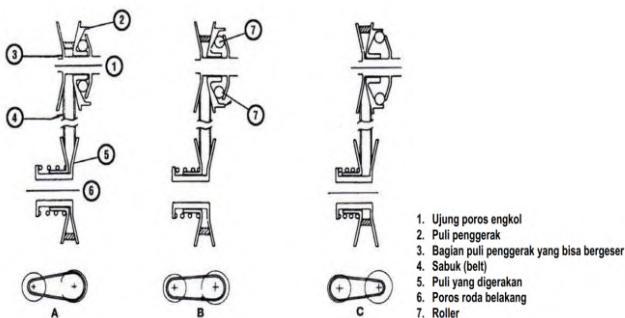
Komponen ini berfungsi untuk mengurangi kecepatan putaran yang diperoleh dari cvt agar dapat melipat gandakan tenaga yang akan dikirim ke poros roda. Pada gigi reduksi jenis dari roda gigi yang digunakan adalah jenis roda gigi helical yang bentuknya miring 15 terhadap poros. Jika pada motor dengan menggunakan transmisi manual adalah gear dan rantai.

#### 2.2.3 Cara Kerja Transmisi Otomatis

Transmisi CVT terdiri dari dua buah *pulley* yang dihubungkan oleh sabuk (*belt*), sebuah kopling sentripugal untuk menghubungkan ke penggerak roda belakang ketika throttle gas di buka (diputar), dan gigi transmisi satu kecepatan untuk mereduksi (mengurangi) putaran. *Pulley* penggerak/*drive pulley* sentrifugal unit

diikatkan ke ujung poros engkol (*crankshaft*), bertindak sebagai pengatur kecepatan berdasarkan gaya sentrifugal. *Pulley* yang digerakkan/*driven pulley* berputar pada bantalan poros utama (*input shaft*) transmisi. Bagian tengah kopling sentrifugal/*centrifugal clutch* diikatkan/dipasangkan ke *pulley* dan ikut berputar bersama *pulley* tersebut. Drum kopling/*clutch drum* berada pada alur poros utama (*input shaft*) dan akan memutar poros tersebut jika mendapat gaya dari kopling. Ilustrasi cara kerja transmisi otomatis (CVT) seperti ditunjukkan pada gambar 2.5 dibawah ini.

Kedua *pulley* masing-masing terpisah menjadi dua bagian, dengan setengah bagiannya dibuat tetap dan setengah bagian lainnya bisa bergeser mendekat atau menjauhi sesuai arah poros. Pada saat mesin tidak berputar, celah *pulley* penggerak berada pada posisi maksimum dan celah *pulley* yang digerakkan berada pada posisi minimum. Pergerakan *pulley* dikontrol oleh pergerakan *roller*. Fungsi *roller* hampir sama dengan plat penekan pada kopling sentrifugal. Ketika putaran mesin naik, *roller* akan terlempar ke arah luar dan mendorong bagian *pulley* yang bias bergeser mendekati *pulley* yang diam, sehingga celah *pulley*nya akan menyempit.



**Gambar 2.6** Sistem Kerja CVT [8]

Ketika celah *pulley* mendekat, maka akan mendorong sabuk ke arah luar. Hal ini akan membuat *pulley* tersebut berputar dengan diameter yang lebih besar. Setelah sabuk tidak dapat diregangkan kembali, maka sabuk akan meneruskan putaran dari *pulley* ke *pulley* yang digerakkan. Jika gaya dari *pulley* mendorong sabuk ke arah luar lebih besar dibandingkan dengan tekanan pegas yang menahan *pulley* yang digerakkan, maka *pulley* akan tertekan melawan pegas, sehingga sabuk akan berputar dengan diameter yang lebih kecil.

Kecepatan sepeda motor saat ini sama seperti pada gigi tinggi untuk transmisi manual (lihat ilustrasi bagian C). Jika kecepatan mesin menurun,

*roller pulley* penggerak akan bergeser ke bawah lagi dan menyebabkan bagian *pulley* penggerak yang bisa bergeser merenggang. Secara bersamaan tekanan pegas di pada *pulley* akan mendorong bagian *pulley* yang bisa digeser dari *pulley* tersebut, sehingga sabuk berputar dengan diameter yang lebih besar pada bagian belakang dan diameter yang lebih kecil pada bagian depan. Kecepatan sepeda motor saat ini sama seperti pada gigi rendah untuk transmisi manual (lihat ilustrasi bagian A).

#### 2.2.4 ***Roller CVT***

*Roller* merupakan salah satu komponen yang terdapat pada transmisi otomatis atau CVT. *Roller* adalah suatu material yang tersusun dengan Teflon sebagai permukaan luarnya dan tembaga atau aluminium sebagai lapisan dalamnya. *Roller* berbentuk seperti bangun ruang



yaitu silinder yang mempunyai diameter dan berat tertentu. *Roller* berfungsi untuk menekan dinding dalam *pulley* primer sewaktu terjadi putaran tinggi. Prinsip kerja *roller*, hampir sama dengan plat penekan pada kopling sentrifugal. Ketika putaran mesin naik, *roller* akan terlempar ke arah luar dan mendorong bagian *pulley* yang bisa bergeser mendekati *pulley* yang diam, sehingga celah *pulley*nya akan menyempit. *Roller* bekerja akibat adanya putaran yang tinggi dan adanya gaya sentrifugal. Bentuk geometri dari round roller dapat dilihat pada gambar 2.6 dibawah ini.



**Gambar 2.7 Round Roller CVT<sup>[9]</sup>**

Semakin berat *rollernya* maka dia akan semakin cepat bergerak mendorong *movable drive face* pada *drive pulley* sehingga bisa menekan *belt* ke posisi terkecil. Namun supaya *belt* dapat tertekan hingga maksimal butuh *roller* yang beratnya sesuai. Artinya jika *roller* terlalu ringan maka tidak dapat menekan *belt* hingga maksimal, efeknya tenaga tengah dan atas akan berkurang. Harus diperhatikan juga jika akan mengganti *roller* yang lebih berat harus memperhatikan torsi mesin. Sebab jika mengganti *roller* yang lebih berat bukan berarti

lebih responsif, karena *roller* akan terlempar terlalu cepat sehingga pada saat akselerasi perbandingan rasio antara *pulley* primer dan *pulley* sekunder terlalu besar yang kemudian akan membebani mesin.

Besar kecilnya gaya tekan *roller* sentrifugal terhadap *sliding sheave* / *movable drive face* ini berbanding lurus dengan berat *roller* sentrifugal dan putaran mesin. Semakin berat *roller* sentrifugal semakin besar gaya dorong *roller* sentrifugal terhadap *movable drive face* sehingga semakin besar diameter dari *pulley* primer tersebut. Sedangkan pada *pulley* sekunder pergerakan *pulley* diakibatkan oleh tekanan pegas, *pulley* sekunder ini hanya mengikuti gerakan sebaliknya dari *pulley* primer, jika *pulley* primer membesar maka *pulley* sekunder akan mengecil, begitu juga sebaliknya. Jadi berat *roller* sentrifugal sangat berpengaruh terhadap perubahan ratio diameter dari *pulley* primer dengan *pulley* sekunder.

Diameter *roller* juga sangat berpengaruh terhadap kinerja dari *roller* itu sendiri. Artinya semakin kecil diameter *roller* maka berat *roller* juga akan berkurang. Sehingga gaya sentrifugal yang dihasilkan *roller* akan berkurang karena gaya tekan terhadap *pulley* primer / *sliding sheave* / *movable drive face* menurun. Selain itu dengan berkurangnya diameter *roller* maka juga mengakibatkan performa mesin semakin lambat untuk ketercapaiannya. Hal ini dikarenakan diameter *roller* yang semakin kecil akan memperlambat perubahan ratio diameter dari *pulley* primer dan *pulley* sekunder.

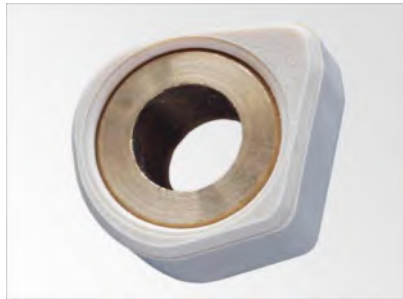
Berkurangnya diameter *roller* ini dikarenakan bahan penyusun *roller* bagian luar adalah Teflon yang selalu bergesekan dengan rumah *roller* sehingga ketebalan diameternya akan semakin berkurang dan menyebabkan keausan. Maka dari itu setiap pabrikan sepeda motor *matic* memberikan batas pemakaian *roller* berdasarkan diameter dari *roller* itu sendiri. Artinya, apabila *roller* sudah mencapai batas minimum pemakaian maka harus dilakukan pengantian *roller*.

### 2.2.5 *Sliding Roller CVT*

Seperti nama nya *sliding roller* adalah *roller weight* yang biasa terpasang pada variator/rumah *roller* atau biasa juga di panggil *pulley roller* yang umum nya di motor matik *roller* biasa nya berbentuk bulat silinder dan ada berbagai macam ukuran dan berat untuk berbagai macam motor metik dan untuk mengatur seberapa enteng tarikan motor dan seberapa cepat untuk mendapatkan topspeed pada kendaraan metik.

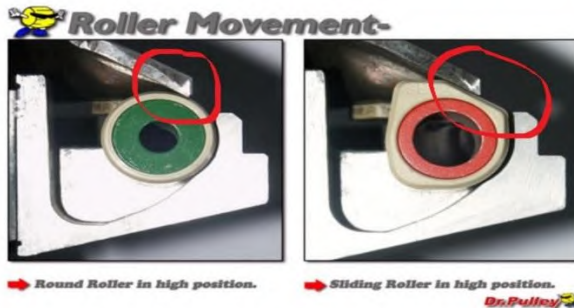
*Sliding roller* sedikit berbeda dengan *roller* pabrikan pada umumnya bentuk nya tidak silinder bulat dan bahan dari *sliding roller* adalah teflon *self lubricant* dengan kode SL9 yang mengandung pelumasan ketika terkena gesekan, *Sliding Roller* di produksi Oleh UNIONMATERIAL dan telah di patenkan dengan paten US worlwide dengan register US 7.276.004 dan original di produksi oleh UNIONMATERIAL di taiwan, *sliding roller* genuine original hanya dari dr *pulley*. Bentuk

geometri dari *sliding roller* dapat dilihat pada gambar 2.7 dibawah ini.



**Gambar 2.8** *Sliding Roller CVT*

Dilihat bentuknya yang unik berbeda dari roller pabrikan banyak orang akan berfikir mustahil apakah mungkin bisa berkerja *roller* dengan bentuk seperti ini hal ini wajar mengingat *roller* pabrikan berbentuk bulat silinder secara logika sebenar nya kinerja roller hanya naik turun bukan berputar yang kebanyakan orang akan berfikir, kalau pun berputar tidak akan 360 derajat, kerana itu banyak kejadian *roller* peang atau aus hanya pada satu sisi nya karena memang kinerja nya hanya naik dan turun, dan *sliding roller* pun bekerja pada *variator* dengan *roller* hanya bergerak naik turun dan bentuk silindrisnya dimaksudkan untuk mengoptimalkan pergerakan itu, seperti yang ditunjukkan pada gambar 2.8 dibawah ini.



**Gambar 2.9** Perbandingan *Round Roller* dan *Sliding Roller*

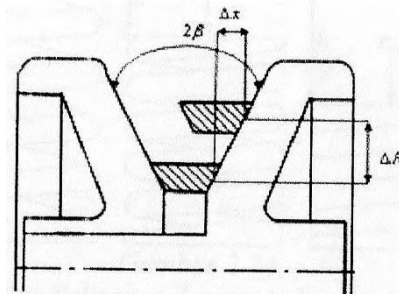
Pada area yang ditandai dengan lingkaran merah, kita bisa melihat bahwa *sliding roller* menahan pergerakan *roller* supaya tidak bergerak melebihi variator. Hal ini dapat meminimalisir, bahkan menghilangkan, adanya pergerakan abnormal dari *roller* efeknya *sliding roller* adalah bertambah ringannya tarikan dan kecepatan tinggi dapat bertahan selama mungkin. Pengaruhnya terhadap rider adalah tidak perlu memainkan gas terlalu sering sehingga pastinya lebih dapat menghemat konsumsi bahan bakar. Bayangkan: kecepatan oke tapi lebih irit untuk durability atau ketahanan dari bahan *sliding roller* dari dr pulley mempunyai ketahanan dan kekuatan yang bisa bertahan lama dengan bahan yang mengandung pelumas pada bahannya,

Selain itu, Pengaplikasian *Sliding Roller* dapat membantu proses menekan movable drive face lebih cepat daripada roller konvensional. Hal

ini karena Sliding Roller memiliki bidang tekan yang lebih luas untuk menekan *face comp* sampai *movable drive face* ikut bergerak. Sedangkan *roller* konvensional memiliki bidang yang lebih kecil untuk menekan *face comp* dalam proses pergerakannya. Ibaratnya, akan lebih mudah untuk mendorong pintu *rolling door* dengan menggunakan telapak tangan daripada dengan menggunakan jari telunjuk saja. Oleh karena itu, secara hukum fisika, *Sliding roller* membutuhkan tenaga yang lebih sedikit untuk mencapai daya dorong yang sama dengan *roller* konvensional.

## 2.3 Analisa Dasar Continuously Variable Transmission (CVT)

### 2.3.1 Ratio dan Gerak Aksial Pulley



**Gambar 2.10** Dimensi Driver pulley Potongan Melintang <sup>[6]</sup>

Dimana :

- $\Delta x$  = Selisih jarak perpindahan pulley secara aksial
- $\Delta R$  = Selisih jarak perubahan radius driver pulley
- $\beta$  = Sudut Kemiringan Pulley
- $\mu$  = Koefisien gesek belt dan pulley

Adanya perubahan salah satu radius, misalnya radius driver pulley dari besar ke kecil, maka radius pulley driven ikut berubah sebaliknya menjadi kecil ke besar. Untuk mencari putaran output pulley driven yang dihasilkan digunakan persamaan sebagai berikut :

$$\frac{R_2}{R_1} = \frac{n_1}{n_2} \dots\dots\dots (2.1)$$

Pada gambar (2.9) menunjukan bahwa perubahan radius driver pulley ( $\Delta R$ ) merupakan selisih radius pada kondisi mesin saat rasio rendah, dan radius pada kondisi mesin saat mencapai rasio maksimum atau dapat dituliskan menjadi  $R_{1-1}$  dan  $R_{1-2}$ . Hal ini berakibat perpindahan pulley kearah aksial ( $\Delta x$ ) dan persamaannya dapat ditulis :

$$\Delta R_1 = R_{1-2} - R_{1-1} \dots\dots\dots (2.2)$$

Sedangkan untuk perpindahan pulley kearah sumbu aksial ( $\Delta x$ ) dapat ditulis sebagai berikut :

$$\tan \beta = \frac{\Delta x}{\Delta R} \dots\dots\dots (2.3)$$

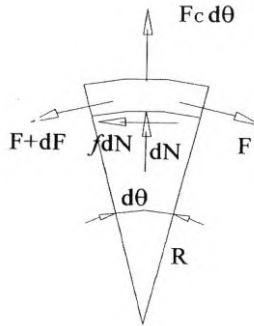
$$\Delta x = \tan \beta \cdot \Delta R \dots\dots\dots (2.4)$$

Rasio transmisi secara kontinyu dari system transmisi CVT belt dan pulley ini dapat dirumuskan sebagai berikut :

$$i_t = \frac{\Delta R_2 - \frac{\Delta x_2}{\tan \beta}}{\Delta R_1 + \frac{\Delta x_1}{\tan \beta}} \dots\dots\dots (2.5)$$

Dimana :

- $\Delta x$  = Selisih jarak perpindahan pulley secara aksial
- $\Delta R$  = Selisih jarak perubahan radius driver pulley
- $\beta$  = sudut kemiringan pulley ( $^\circ$ )

**2.4 Gaya pada Sabuk (Vbelt)****2.4.1 Gaya Normal Belt Terhadap Sisi Pulley****Gambar 2.11** Keseimbangan gaya pada belt <sup>[6]</sup>

Keseimbangan gaya dalam arah radial

$$(F + dF) \sin \frac{d\theta}{2} + F \sin \frac{d\theta}{2} - qv^2 d\theta - dN = 0 \quad \text{.....(2.6)}$$

Bila  $\sin \frac{d\theta}{2} = \frac{d\theta}{2}$ , maka :

$$Fd\theta - qv^2 d\theta - dN = 0 \quad \text{.....(2.7)}$$

Maka didapat :

$$dN = (F - qv^2) d\theta$$

Untuk type V-belt , gaya normal di kedua sisi belt yang bergesekan dengan sisi pulley menjadi  $dN'/2$  yang menghasilkan gaya friksi total sebesar  $f dN'/2$ . Gaya radial  $dN$  pada persamaan (2.23) diganti menjadi  $dN' \sin \beta$ , sehingga persamaannya menjadi :

$$dN' \sin \beta = (F - qv^2) d\theta \quad \text{.....(2.8)}$$

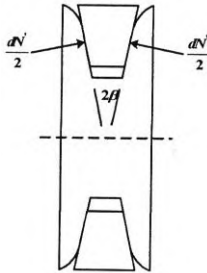
Sehingga didapat :

$$dN' = \frac{(F - qv^2)}{\sin \beta} d\theta$$



Dan untuk setiap sisi pulley berlaku :

$$\frac{1}{2} dN' = \frac{(F - qv^2)}{2 \sin \beta} d\theta \dots\dots\dots (2.9)$$



**Gambar 2.12** Penampang pulley <sup>[6]</sup>

Sehingga :

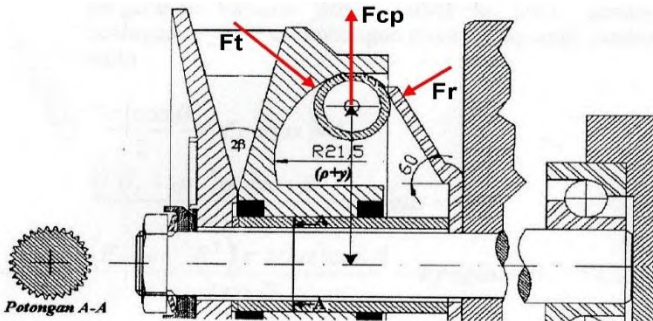
$$\int \frac{1}{2} dN' = \int_0^\theta \frac{(F - qv^2)}{2 \sin \beta} d\theta$$

Maka gaya normal disetiap sisi pulley adalah

$$\frac{1}{2} N' = \frac{F\theta - qv^2\theta}{2 \sin \beta} \dots\dots\dots (2.10)$$

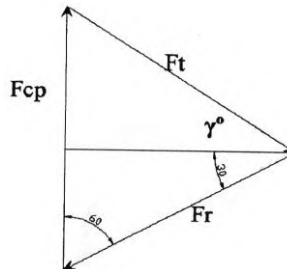
## 2.5 Gaya-gaya pada Pulley Penggerak (*Driver Pulley*)

### 2.5.1 Analisa Gaya Pada Roller Penggerak



**Gambar 2.13** Diagram benda bebas dari roller penggerak <sup>[6]</sup>

Untuk menghitung besarnya harga  $F_t$  pada tiap titik garis singgung kurva lingkaran kita dapat menggunakan rumusan sebagai berikut :



**Gambar 2.14** Poligon segitiga gaya <sup>[6]</sup>

Berdasarkan gambar 2.13 didapatkan :

$$\frac{F_t}{\sin 60^\circ} = \frac{F_{cp}}{\sin(30^\circ + \gamma^\circ)}$$

$$F_t = \frac{F_{cp} \times \sin 60^\circ}{\sin(30^\circ + \gamma^\circ)} \dots\dots\dots (2.11)$$

Dimana  $F_{cp}$  adalah gaya sentrifugal

$$F_{cp} = m\omega^2(\rho + y)$$

Dimana :

$M$  = massa roller

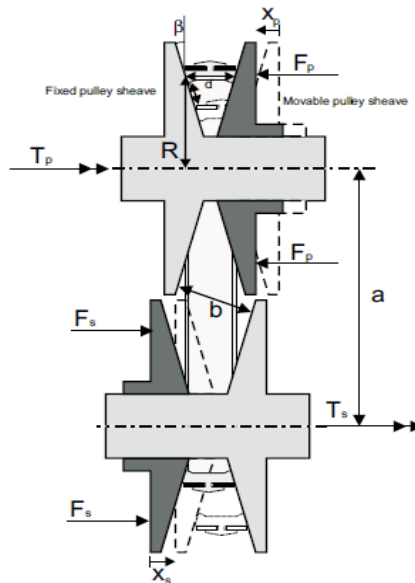
$\omega$  = kecepatan sudut ( $\frac{\text{rad}}{\text{detik}}$ )

$\rho$  = radius putar awal

## 2.6 Free Body Diagram

### 2.6.1 Free Body Diagram Pada Pulley

Gaya – gaya pada sistem kerja cvt keseluruhan dapat dilihat pada gambar (2.14), sebagai berikut :



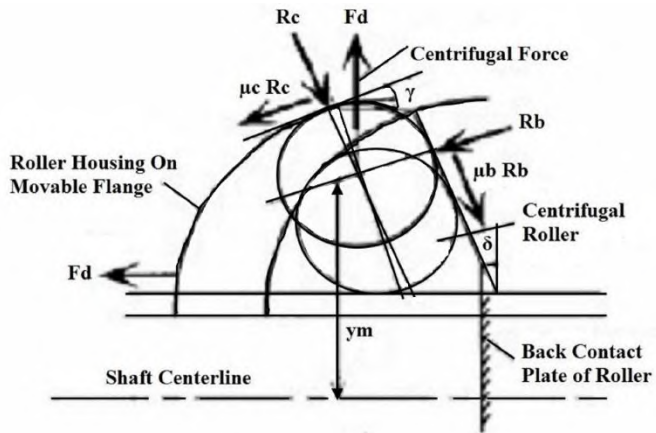
**Gambar 2.15** Free body diagram pulley <sup>[1]</sup>

Dimana :

- $T_p$  = Torsi input pada driven pulley
- $T_s$  = Torsi output dari driver pulley
- $F_p$  = Gaya tekan oleh roller pada driven pulley
- $F_s$  = Gaya tekan oleh pegas pada driver pulley
- $x_p$  = Perpindahan driven pulley
- $x_s$  = Perpindahan driver pulley
- $D$  = Lebar belt
- $\beta$  = Sudut groove pulley
- $a$  = Jarak antar pusat pulley
- $b$  = Jarak antar pulley statis

### 2.6.2 Free Body Diagram Pada Roller

Gaya – gaya roller pada driver pulley dapat dilihat pada gambar (2.15), sebagai berikut :



**Gambar 2.16** Gaya – gaya yang bekerja pada roller <sup>[7]</sup>

Dimana :

- $F_d$  = gaya axial pada *sleding sheave* driver pulley yang disebabkan oleh roller sentrifugal (N)
- $\mu_b$  = koefisien gesek antara *roller* dan plat penahan belakang *roller*
- $\mu_c$  = koefisien gesek antara *roller* dengan rumah *roller* sentrifugal
- $m$  = total massa dari roller sentrifugal (kg)
- $\delta$  = sudut yang terbentuk antara plat penahan belakang roller sentrifugal dengan garis sumbu poros ( $^\circ$ )
- $\gamma$  = sudut yang terbentuk antara garis axial dan titik singgung antara *roller* sentrifugal dan rumahnya ( $^\circ$ )
- $\omega$  = kecepatan sudut masukan (rad / s)

$R_c$  = gaya normal oleh rumah roller sentrifugal (N)

$R_b$  = gaya normal oleh plat penahan roller sentrifugal (N)

## 2.7 Tegangan Kontak (*Contact Stress*)

Tegangan kontak (*Contact stress*) adalah tegangan yang terjadi ketika salah satu atau kedua benda memiliki permukaan melengkung ditekan bersama-sama, titik atau garis kontak berubah menjadi kontak area, dan tegangan dikembangkan dalam dua benda tiga dimensi.

Tegangan kontak sering muncul dalam kontak dari roda dan rel, di Cams katup otomotif dan tappets, di gigi kawin gigi, dan dalam aksi bergulir bantalan. Tipikal kegagalannya dapat dilihat sebagai retakan, lubang, atau mengelupas di permukaan material.

### 2.7.1 Kontak Bola (*Spherical Contact*)

Ketika dua bola solid diameter  $d_1$  dan  $d_2$  ditekan bersama-sama dengan kekuatan  $F$ , area melingkar kontak dari radius diperoleh. Menentukan  $E_1$ ,  $\nu_1$  dan  $E_2$ ,  $\nu_2$  sebagai konstanta elastis masing dari dua daerah, radius satu diberikan oleh persamaan

$$a = \sqrt[3]{\frac{3F \frac{(1-\nu_1^2)/E_1 + (1-\nu_2^2)/E_2}{1/d_1 + 1/d_2}}{8}} \dots\dots\dots (2.12)$$

Distribusi tekanan dalam bidang kontak dari lingkup masing-masing adalah hemispherical, seperti yang ditunjukkan pada Gambar 2.16. Tekanan maksimum terjadi di tengah area kontak.

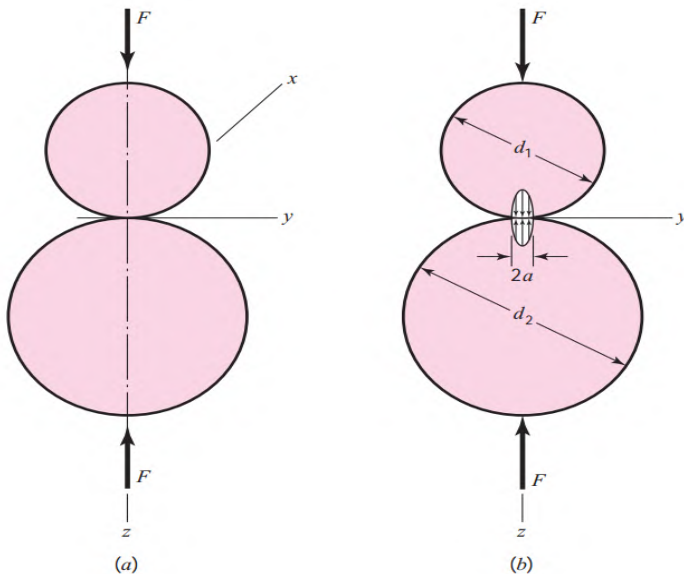
$$P_{\max} = \frac{3F}{2\pi a^2} \dots\dots\dots (2.13)$$

Persamaan (2.12) dan (2.13) yang sempurna umum dan juga berlaku untuk kontak

dari bola dan permukaan bidang datar atau bola dan permukaan bola internal. Untuk bidang datar permukaan, penggunaan  $d = \infty$ . Untuk permukaan internal, diameter dinyatakan sebagai negatif kuantitas. Tekanan maksimum terjadi pada sumbu  $z$ , dan ini adalah tegangan utama.

$$\sigma_1 = \sigma_2 = \sigma_x = \sigma_y = -P_{max} \left[ \left( 1 - \left| \frac{z}{a} \right| \tan^{-1} \frac{1}{|z/a|} \right) (1 + \nu) - \frac{1}{2 \left( 1 + \frac{z^2}{a^2} \right)} \right] \dots\dots\dots (2.14)$$

$$\sigma_3 = \sigma_z = \frac{-P_{max}}{1 + \frac{z^2}{a^2}} \dots\dots\dots (2.15)$$

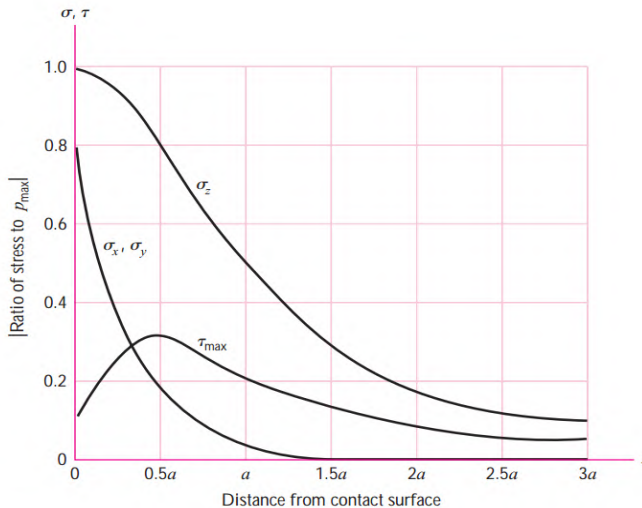


**Gambar 2.17** Dua bola diadakan di kontak oleh gaya  $F$  (a) stress kontak memiliki distribusi hemispherical di kontak diameter zona  $2a$  (b) <sup>[4]</sup>

persamaan ini berlaku baik untuk bola, tapi nilai yang digunakan untuk rasio Poisson harus sesuai dengan lingkup yang dipertimbangkan. Persamaan bahkan lebih rumit ketika tegangan menyatakan keluar dari sumbu z yang akan ditentukan, karena di sini x dan y koordinat juga harus disertakan. Tapi ini tidak diperlukan untuk tujuan desain, karena maksimal yang terjadi pada sumbu z.

lingkaran Mohr untuk keadaan tegangan dijelaskan oleh pers. (2.14) dan (2.15) adalah titik dan dua lingkaran bertepatan. Sejak  $\sigma_1 = \sigma_2$ , kami memiliki  $\tau_1 / 2 = 0$ .

$$\tau_{max} = \tau_1/3 = \tau_2/3 = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} = \frac{\sigma_2 - \sigma_3}{2} \dots (2.16)$$



**Gambar 2.18** Besaran komponen tegangan di bawah permukaan sebagai fungsi maksimal tekanan kontak bola <sup>[4]</sup>

Perhatikan bahwa tegangan geser maksimum adalah sedikit di bawah permukaan pada  $z = 0.48a$  dan sekitar  $0.3P_{max}$ . Grafik tersebut didasarkan pada Poisson rasio 0,30. Perhatikan bahwa tegangan normal semua tegangan tekan

Gambar 2.17 adalah plot dari pers. (2.14), (2.15), dan (2.16) untuk jarak ke  $3a$  bawah permukaan. Perhatikan bahwa tegangan geser mencapai nilai maksimum sedikit di bawah permukaan. Ini adalah pendapat dari banyak pihak berwenang bahwa tegangan geser maksimum ini bertanggung jawab untuk kegagalan kelelahan permukaan menghubungkan elemen. Penjelasan adalah bahwa retakan berasal pada titik geser tegangan maksimum di bawah permukaan dan berkembang ke permukaan dan tekanan dari wedges pelumas chip longgar.

### 2.7.2 Kontak Silinder (*Cylindrical Contact*)

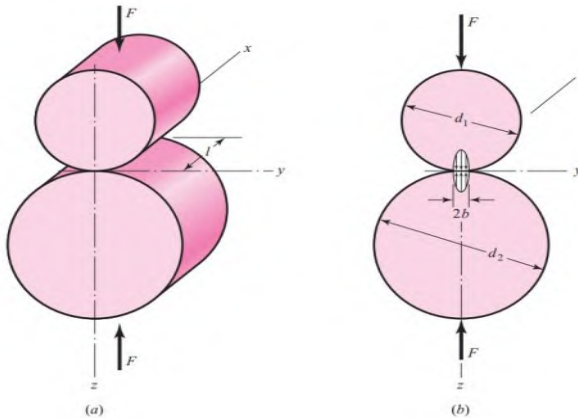
Gambar 2.18 menggambarkan situasi yang sama di mana unsur-unsur menghubungkan dua silinder panjang  $l$  dan diameter  $d_1$  dan  $d_2$ . Seperti yang ditunjukkan pada Gambar 2.18b, daerah kontak adalah persegi panjang sempit  $2b$  lebar dan panjang  $l$ , dan distribusi tekanan berbentuk bulat panjang. Lebar setengah  $b$  diberikan oleh persamaan

$$b = \sqrt{\frac{2F}{\pi l} \frac{(1-\nu_1^2)/E_1 + (1-\nu_2^2)/E_2}{1/d_1 + 1/d_2}} \dots \dots \dots (2.17)$$

Tekanan Maksimal adalah

$$p_{max} = \frac{2F}{\pi bl} \dots \dots \dots (2.18)$$





**Gambar 2.19** Dua silinder sirkular yang tepat diadakan di kontak oleh Gaya  $F$  merata sepanjang silinder panjang  $l$  (a) Tegangan Kontak memiliki elips distribusi di seluruh zona kontak lebar  $2b$  (b) <sup>[4]</sup>

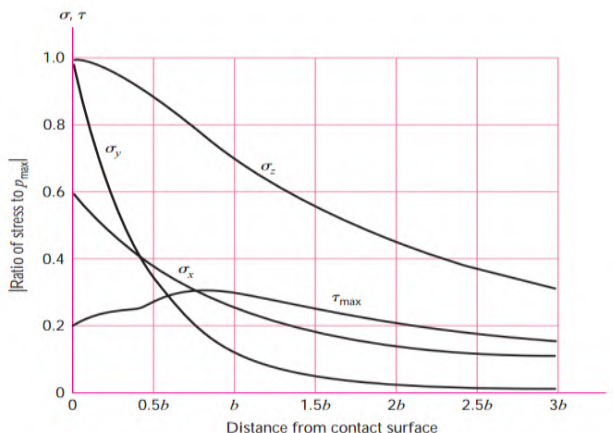
Persamaan (2.17) dan (2.18) berlaku untuk silinder dan permukaan bidang datar, seperti kereta api, dengan making  $d = \infty$  untuk permukaan bidang datar. Persamaan juga berlaku untuk kontak silinder dan permukaan silinder internal, dalam hal ini  $d$  dibuat negatif untuk permukaan internal. Kondisi tegangan sepanjang sumbu  $z$  diberikan oleh persamaan.

$$\sigma_x = -2vp_{max} \left[ \sqrt{\left(1 + \frac{z^2}{b^2}\right)} - \left|\frac{z}{b}\right| \right] \dots\dots\dots (2.19)$$

$$\sigma_y = -p_{max} \left[ \frac{1 + 2\frac{z^2}{b^2}}{\left(\sqrt{1 + \frac{z^2}{b^2}}\right)} - 2\left|\frac{z}{b}\right| \right] \dots\dots\dots (2.20)$$

$$\sigma_3 = \sigma_z = \frac{-p_{max}}{\sqrt{\left(1 + \frac{z^2}{b^2}\right)}} \dots\dots\dots (2.21)$$

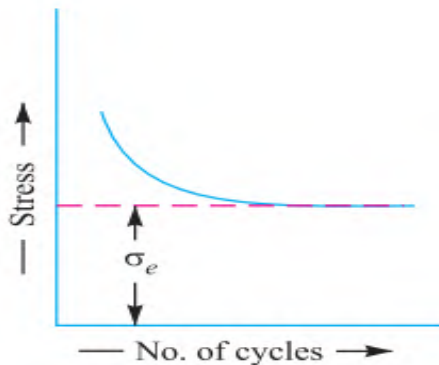
Ketiga persamaan diplot pada Gambar. 2.19 hingga jarak  $3b$  bawah permukaan. Untuk  $0 \leq z \leq 0.436b$ ,  $\sigma_1 = \sigma_x$ , dan  $\tau_{\max} = (\sigma_1 - \sigma_3) / 2 = (\sigma_x - \sigma_z) / 2$ . Untuk  $z \geq 0.436b$ ,  $\sigma_1 = \sigma_y$ , dan  $\tau_{\max} = (\sigma_y - \sigma_z) / 2$ . Sebuah plot  $\tau_{\max}$  juga termasuk dalam Gambar 2.19, di mana nilai terbesar terjadi pada  $z / b = 0,786$  dengan nilai  $0.300 p_{\max}$ . Hertz (1881) memberikan model matematika sebelumnya dari bidang tegangan ketika zona kontak bebas dari tegangan geser. Kasus lain stres kontak penting adalah garis kontak dengan gesekan menyediakan tegangan geser pada zona kontak. tegangan geser seperti kecil dengan Cams dan rol, tetapi di Cams dengan pengikut flatfaced, kontak roda-rel, dan gigi gigi, tekanan yang ditinggikan di atas bidang Hertzian. Investigasi efek pada bidang stres akibat tegangan normal dan geser di zona kontak yang dimulai secara teoritis oleh Lundberg (1939), dan dilanjutkan dengan Mindlin (1949), Smith-Liu (1949), dan Poritsky (1949) secara mandiri



**Gambar 2.20** Besaran komponen tegangan di bawah permukaan sebagai fungsi maksimal Tekanan untuk kontak silinder <sup>[4]</sup>

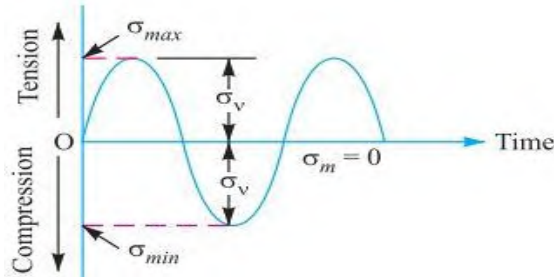
## 2.8 Teori Kelelahan

Telah diketahui bahwa ketika material dikenakan tegangan yang berulang – ulang maka akan terjadi kegagalan. Kegagalan yang terjadi pada material ini disebut dengan *fatigue* (kelelahan). Kegagalan yang terjadi ini terjadi akibat timbulnya retak yang berukuran kecil. Kegagalan akibat kelelahan ini dapat terjadi sebelum adanya indikasi. Kelelahan ini disebabkan oleh ukuran komponen, beban berulang – ulang dan jumlah beban berlawanan.



**Gambar 2.21** Grafik tegangan terhadap siklus <sup>[3]</sup>

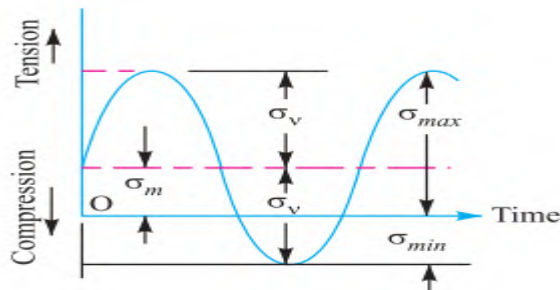
Grafik diatas menunjukkan bahwa terjadinya penurunan kekuatan material hingga menunjukkan nilai yang konstan. Material tidak akan mengalami penurunan kekuatan lagi sampai siklus berapapun. Tegangan tersebut disebut dengan batas kelelahan atau endurance atau fatigue limit ( $\sigma_e$ ) seperti yang dijelaskan 2.20. Hal ini didefinisikan sebagai nilai maksimum dari tegangan bending secara bolak – balik yang terjadi pada benda sebelum terjadi kegagalan untuk nilai siklus tak hingga (umumnya 107 siklus).



**Gambar 2.22** Tegangan Berlawanan (*reversed stress*) <sup>[3]</sup>

Ketika sebuah benda diberikan tegangan berlawanan atau reversed stress seperti yang ditunjukkan pada gambar 2.21, tegangan maksimum pada bagian tarik (*tension*) maka akan sama besarnya dengan tegangan tekan (*compression*). Pada aplikasinya, banyak komponen atau benda mengalami jarak (*range*) yang berbeda seperti pada tegangan berlawanan.

Batas ketahanan atau endurance limit digunakan hanya pada pembebanan bending, dan batas kekuatan atau endurance strength merujuk kepada kekuatan fatigue dari material itu sendiri. *Endurance strength* didefinisikan sebagai tegangan aman maksimum yang dapat diberikan pada material atau komponen yang bekerja pada kondisi tertentu.



**Gambar 2.23** Tegangan Berulang – ulang (*fluctuating stress*) <sup>[3]</sup>

Pada grafik tegangan terhadap waktu untuk tegangan berulang – ulang memiliki nilai  $\sigma_{min}$  dan  $\sigma_{max}$  seperti ditampilkan pada Gambar 2.22. Tegangan yang terjadi sebagai akibat tegangan rerata dan tegangan bolak – balik (reversed stress) dari komponen  $\sigma_v$ . Berikut adalah persamaan untuk tegangan berulang – ulang.

1. Tegangan rata – rata

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \dots\dots\dots (2.22)$$

2. Tegangan berlawanan (*reversed stress*) atau tegangan variabel (*variable stress*)

$$\sigma_v = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \dots\dots\dots (2.23)$$

3. Rasio tegangan,

$$R = \frac{\sigma_{max}}{\sigma_{min}} \dots\dots\dots (2.24)$$

4. Hubungan antara batas ketahanan (*endurance limit*) dan rasio tegangan.

$$\sigma_e' = \frac{3 \sigma_e}{2 - R} \dots\dots\dots (2.25)$$

dimana :

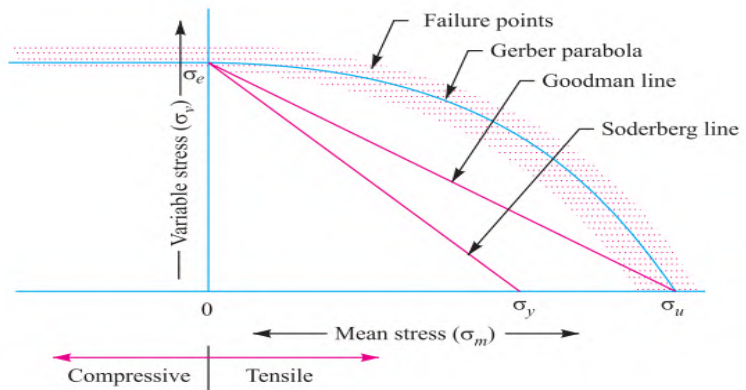
$\sigma_e'$  : Batas ketahanan untuk besar tegangan yang direpresentasikan dengan  $R$

$\sigma_e$  : Batas ketahanan untuk tegangan bolak – balik (reversed stress)

$R$  : Rasio Tegangan

Dalam pengujian kelelahan ada 3 metode yang umumnya digunakan pada material paduan. Titik kegagalan dari pengujian kelelahan dengan bermacam – macam material dan kombinasi tegangan rata – rata variabel diplot pada gambar 2.22 untuk tegangan variabel ( $\sigma_v$ ) dan tegangan rata – rata ( $\sigma_m$ ). Titik kegagalan secara umum kecil hubungannya terhadap tegangan rata – rata ketika kondisi ditekan (compressive) namun besar

pengaruhnya ketika kondisi tarik (tensile). Hal ini membuktikan bahwa kegagalan akibat kelelahan jarang terjadi ketika tegangan rata – rata adalah tekan (compressive). Oleh karena itu, perlu diberikan tekanan yang lebih besar untuk tegangan variable (variable stress) dan tegangan tarik.



**Gambar 2.24** Gabungan Tegangan Rata – rata dan variabel  
[3]

### 2.8.1 Metode Gerber

Hubungan antara tegangan variabel ( $\sigma_v$ ) dan tegangan rata – rata ( $\sigma_m$ ) untuk beban aksial dan beban tekuk (*bending*) untuk material lentur ada pada gambar 2.23. Sebuah kurva parabolik digambar antara batas ketahanan (*endurance limit*) dan tegangan tarik maksimum (*ultimate tensile strength*) disarankan oleh Gerber pada tahun 1874. Umumnya, data pengujian untuk material lentur (*ductile*) mendekati parabola Gerber seperti pada gambar 2.23, tapi karena hasil pengujian bersifat acak maka hubungan garis yang lurus (Garis Soderberg dan Garis

Goodman) biasanya lebih disukai untuk perancangan permesinan.

Berdasarkan Gerber, tegangan variabel (variable stress),

$$\sigma_v = \sigma_e \left[ \frac{1}{F.S.} - \left( \frac{\sigma_m}{\sigma_u} \right)^2 F.S. \right] \dots\dots\dots (2.26)$$

atau

$$\frac{1}{F.S.} = \left( \frac{\sigma_m}{\sigma_u} \right)^2 F.S. + \frac{\sigma_v}{\sigma_e} \dots\dots\dots (2.27)$$

dimana

- $F.S.$  = Faktor keamanan  
 $\sigma_m$  = Tegangan rata – rata (tarik atau tekan),  
 $\sigma_u$  = Tegangan maksimum (tarik atau tekan)  
 $\sigma_e$  = Batas ketahanan untuk beban berlawanan (reversal)

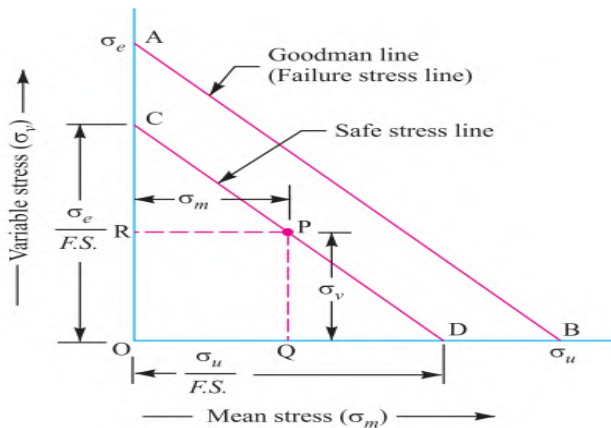
Karena nilai dari faktor konsentrasi tegangan kelelahan ( $K_f$ ), maka persamaan diatas menjadi

$$\frac{1}{F.S.} = \left( \frac{\sigma_m}{\sigma_u} \right)^2 F.S. + \frac{\sigma_v \times K_f}{\sigma_e} \dots\dots\dots (2.28)$$

## 2.8.2 Metode Goodman

Sebuah garis lurus menghubungkan batas ketahanan ( $\sigma_e$ ) dengan tegangan maksimum ( $\sigma_u$ ), seperti yang ditunjukkan oleh garis AB pada gambar diatas sesuai dengan anjuran Goodman. Garis Goodman digunakan untuk perancangan berdasarkan tegangan maksimum dan dapat digunakan untuk material lentur (*ductile*) dan getas (*brittle*). Garis Goodman adalah garis yang digunakan untuk perancangan berdasarkan tegangan maksimum dan dapat digunakan untuk material getas atau lentur.

Pada Gambar 2.24 garis AB yang menghubungkan  $\sigma_e$  dengan  $\sigma_u$  disebut dengan garis tegangan gagal Goodman (Goodman's failure stress line). Jika faktor keamanan ( $F.S.$ ) ditambahkan pada batas ketahanan dan tegangan maksimum, sebuah garis tegangan CD digambarkan paralel terhadap garis AB. Misal sebuah model perancangan dengan nilai sebesar titik P pada garis CD.



**Gambar 2.25** Metode Goodman <sup>[3]</sup>

Maka dari segitiga COD dan PQD,

$$\frac{PQ}{CO} = \frac{QD}{OD} = \frac{OD - OQ}{OD} = 1 - \frac{OQ}{OD}$$

Jadi,

$$\frac{\sigma_v}{\sigma_e / F.S.} = 1 - \frac{\sigma_m}{\sigma_u / F.S.}$$

$$\sigma_v = \frac{\sigma_e}{F.S.} \left[ 1 - \frac{\sigma_m}{\sigma_u / F.S.} \right] = \sigma_e \left[ \frac{1}{F.S.} - \frac{\sigma_m}{\sigma_u} \right] \dots\dots\dots (2.29)$$

atau



$$\frac{1}{F.S.} = \frac{\sigma_m}{\sigma_u} + \frac{\sigma_v}{\sigma_e} \dots\dots\dots (2.30)$$

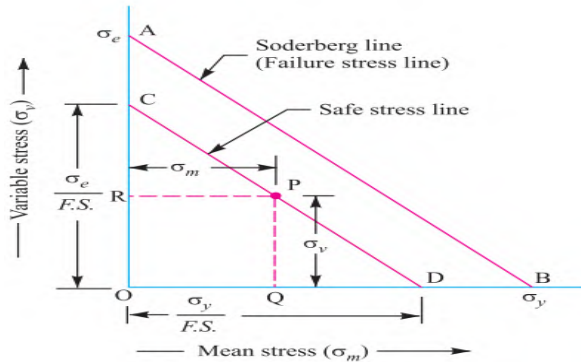
Persamaan diatas tidak menyertakan efek dari konsentrasi tegangan. Karena banyak mesin atau bagian dari struktur yang mendapatkan beban kelelahan (fatigue) yang terdapat pada daerah dengan konsentrasi tegangan tinggi maka pada persamaan diatas perlu diubah untuk mempertimbangkan efek ini. Pada kasus tertentu, faktor konsentrasi tegangan lelah ( $K_f$ ) digunakan untuk mengalikan tegangan variabel ( $\sigma_v$ ). Persamaannya menjadi.

$$\frac{1}{F.S.} = \frac{\sigma_m}{\sigma_u} + \frac{\sigma_v \times K_f}{\sigma_e} \dots\dots\dots (2.31)$$

dimana

$F.S.$	= Faktor keamanan
$\sigma_m$	= Tegangan rata – rata
$\sigma_u$	= Tegangan maksimum
$\sigma_v$	= Tegangan variabel
$\sigma_e$	= Batas ketahanan material untuk beban berlawanan ( <i>reverse loading</i> )
$K_f$	= Faktor konsentrasi tegangan lelah

### 2.8.3 Metode Soderberg



**Gambar 2.26** Metode Soderberg <sup>[3]</sup>

Sebuah garis lurus menghubungkan antara batas ketahanan ( $\sigma_e$ ) dengan tegangan yield ( $\sigma_y$ ), seperti yang ditunjukkan oleh garis AB pada gambar diatas menurut teori Soderberg. Garis ini digunakan untuk perancangan berdasarkan tegangan yield seperti yang diilustrasikan pada gambar 2.25. Jika faktor keamanan diberikan pada batas ketahanan dan tegangan yield maka sebuah garis keamanan CD digambarkan paralel terhadap garis AB. Misal sebuah model dengan nilai dititik P dan pada garis CD. Maka dari segitiga COD dan PQD,

$$\begin{aligned} \frac{PQ}{CO} &= \frac{QD}{OD} = \frac{OD - OQ}{OD} \\ &= 1 - \frac{OQ}{OD} \end{aligned}$$

Dimana

$$QD = OD - OQ$$

$$\text{sehingga,}$$

$$\frac{\sigma_v}{\frac{\sigma_e}{F} \cdot S} = 1 - \frac{\sigma_m}{\frac{\sigma_y}{F} \cdot S}$$

atau

$$\sigma_v = \frac{\sigma_e}{F.S} \left[ 1 - \frac{\sigma_m}{\sigma_y/F.S} \right] = \sigma_e \left[ \frac{1}{F.S} - \frac{\sigma_m}{\sigma_y} \right] \dots\dots\dots (2.32)$$

$$\text{Jadi, } \frac{1}{F.S} = \frac{\sigma_m}{\sigma_y} + \frac{\sigma_v}{\sigma_e} \dots\dots\dots (2.33)$$

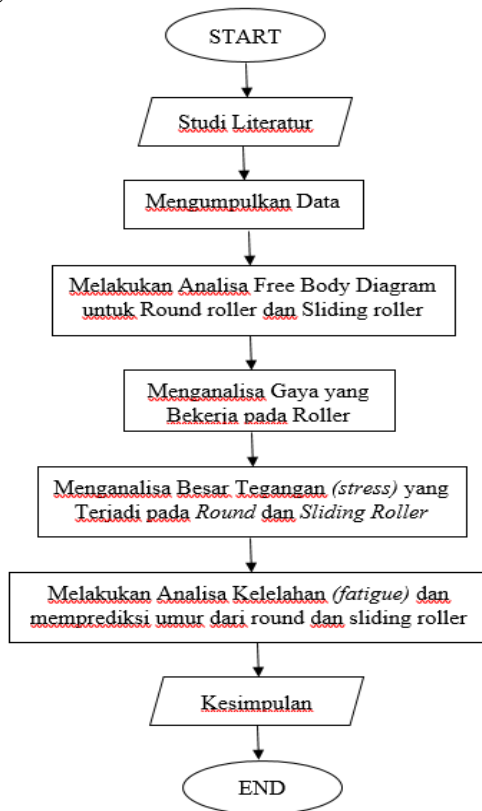
Garis AB yang menghubungkan antara  $\sigma_e$  dan  $\sigma_y$  disebut dengan garis tegangan gagal Soderberg (Soderberg's failure stress line). Untuk komponen permesinan yang mendapatkan beban fatigue, maka faktor konsentrasi tegangan ( $K_f$ ) harus dimasukkan untuk tegangan variabel ( $\sigma_v$ ) sehingga persamaannya sebagai berikut.

$$\frac{1}{F.S} = \frac{\sigma_m}{\sigma_y} + \frac{\sigma_v \times K_f}{\sigma_e} \dots\dots\dots (2.34)$$

## BAB III METODOLOGI

### 3.1 Metode Penelitian

Didalam penyelesaian tugas akhir ini berikut adalah tahapan – tahapan yang perlu dilakukan untuk melakukan analisa guna mencapai tujuan yang diharapkan. Tahapan tersebut telah disusun kedalam diagram alir dibawah ini.



**Gambar 3.1** Diagram Alir Penelitian

Metodologi penyusunan tugas akhir ini diawali dengan studi literatur mengenai *continuously variable transmission* (CVT) pada sepeda motor matik, khususnya pada bagian *Primary shave weight* atau sering disebut *Roller*, merumuskan masalah masalah yang akan dibahas, mengumpulkan data – data mengenai *round roller* dan *sliding roller* beserta dimensinya, menentukan variasi kecepatan *driver pulley* yang akan dianalisa, menentukan variasi bentuk geometri dari *roller*. Kemudian dilakukan analisa perhitungan gaya-gaya tiga dimensi pada *roller*, *driver pulley* dan *v-belt*. Terakhir adalah membandingkan hasil perhitungan besaran gaya dari *round roller* dan *sliding roller* setelah itu dibuat kesimpulan dari penyusunan tugas akhir ini.

### 3.2 Studi Literatur

Studi literatur merupakan tahap paling awal dari penyusunan tugas akhir ini. Studi literatur bertujuan untuk menambah wawasan atau landasan dari penyusun tentang topik yang akan diangkat sebagai tugas akhir. Data yang dicari berupa parameter-parameter yang akan digunakan seperti range rpm motor matik, berat, bentuk geometri dan material roller, serta pada pulley seperti diameter, sudut-sudut dan bentuk lintasan roller, kemudian buku yang berupa *ebook* atau *textbook* untuk menunjang materi yang akan dibahas.

Topik yang dicari adalah seputar *roller* CVT. Dari tema ini kemudian dibagi lagi menjadi beberapa disiplin ilmu yang mendukung topik ini, diantaranya adalah dinamika teknik, kinematika pergerakan roller, Gaya-gaya tiga dimensi pada roller, driver pulley, v-belt dan sebagainya. Demi mendukung tugas akhir ini maka data – data yang valid dibutuhkan sebagai landasan perancangan dan penyusunan tugas akhir ini. Data yang dibutuhkan tidak semuanya terdapat dalam buku – buku

ilmiah, maka diperlukan referensi lain yang berupa jurnal – jurnal sebelumnya yang berkaitan dengan tugas akhir yang akan diangkat.

### 3.3 Identifikasi Masalah

Berdasarkan betapa pentingnya sepeda motor matik sebagai salah satu alat transportasi sederhana yang tidak membutuhkan keahlian khusus dalam pengoperasiannya, dan sering nya terjadi kerusakan baik itu fracture mechanic ataupun crack pada roller CVT motor matik, maka diperlukan sebuah analisa mengenai besaran gaya-gaya yang diterima oleh roller tersebut. Oleh karena itu sikap dalam berkendara motor matik dan pemilihan jenis roller yang yang tepat akan menunjang efisiensi dan umur dari roller tersebut.

### 3.4 Data Pengujian

#### 3.4.1 Data Spesifikasi Motor

# SPESIFIKASI HONDA VARIO

MESIN	KAPASITAS	KELISTRIKAN	DIMENSI	RANGKA
TECHNO		CBS		
Tipe mesin :	4 langkah, SOHC pendinginan dengan cairan			
Diameter x langkah :	52,4 x 57,9 mm			
Volume langkah :	124,8 cc			
Perbandingan kompresi :	11,0 : 1			
Daya maksimum :	11,3 PS / 8500 rpm			
Torsi maksimum :	1,1 kgf.m / 5000 rpm			
Kopling :	Otomatis, sentrifugal, tipe kering			
Starter :	Pedal dan elektrik			
Busi :	ND U22EPR-9, CPR7EA-9			
Sistem Bahan Bakar :	Injeksi (PGM-FI)			

**Gambar 3.2** Spesifikasi Honda Vario 125 PGM-FI

3.4.2 Data Spesifikasi Roller Standard

Data dari roller yang akan dijadikan sebagai objek penelitian ini bersumber dari hasil pengukuran dan Buku Servis manual Honda Vario 125 PGM-Fi. Bentuk geometris dari roller standard seperti yang ditunjukkan pada gambar 3.3. Konstruksi dari roller sendiri tersusun dari dua material yang berbeda, material terluar adalah material non logam yaitu teflon, kemudian material yang didalam yaitu material logam yaitu tembaga.



Gambar 3.3 Bentuk geometri roller standar vario 125 PGM-Fi [8]

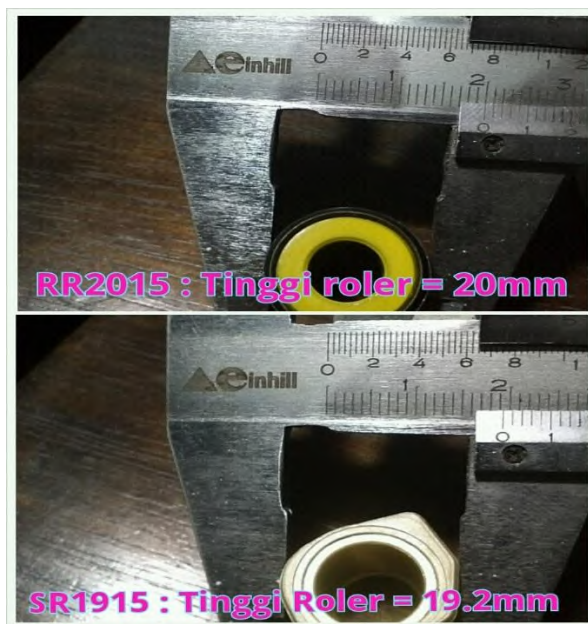
Tabel 3.1 Spesifikasi Roller standar vario 125 PGM-Fi [8]

SPESIFIKASI

		Satuan: mm	
BAGIAN		STANDARD	BATAS SERVIS
Lebar drive belt		22,0	21,0
Movable drive face	D.D. bushing	23,989 – 24,052	24,08
	D.L. boss	23,960 – 23,974	23,93
	D.L. weight roller	19,92 – 20,08	19,5
Kopling	Ketebalan lapisan kanvas	–	2,0
	D.D. clutch outer	125,0 – 125,2	125,5
Driven pulley	Panjang bebas pegas driven face	103,1	@@
	D.L. boss driven face	33,965 – 33,985	33,94
	D.D. movable driven face	34,000 – 34,025	34,06

### 3.4.3 Data Spesifikasi Sliding Roller

Data dari sliding roller yang akan dijadikan sebagai objek penelitian ini bersumber dari hasil pengukuran yang dilakukan peneliti. Bentuk geometris dari sliding roller adalah asimetris, berbeda dengan roller standard seperti yang ditunjukkan pada gambar 3.4. Konstruksi dari sliding roller sama dengan round roller, tersusun dari dua material yang berbeda, material terluar adalah material non logam yaitu teflon, kemudian material yang didalam yaitu material logam yaitu tembaga.



**Gambar 3.4** Pengukuran tinggi / diameter round roller dan sliding roller.



**Tabel 3.2** Spesifikasi Material Roller (Teflon / PTFE) standar vario 125 PGM-Fi<sup>[13]</sup>

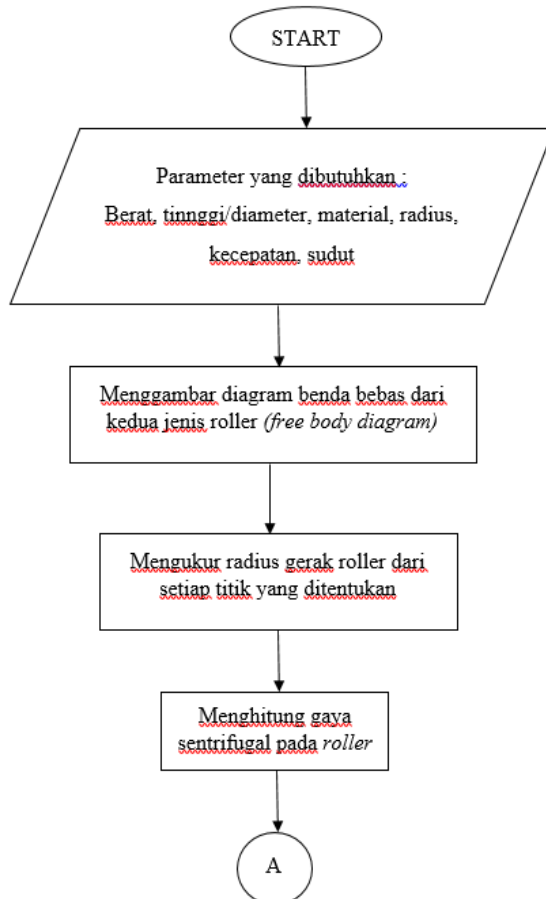
Property	Value
Density	2200 kg/m <sup>3</sup>
<a href="#">Melting point</a>	600 K
<a href="#">Thermal expansion</a>	112–125 · 10 <sup>-6</sup> K <sup>-1</sup> [22]
<a href="#">Thermal diffusivity</a>	0.124 mm <sup>2</sup> /s [23]
<a href="#">Young's modulus</a>	0.5 GPa
<a href="#">Yield strength</a>	23 MPa
<a href="#">Bulk resistivity</a>	10 <sup>16</sup> Ω·m [24]
<a href="#">Coefficient of friction</a>	0.05–0.10
<a href="#">Dielectric constant</a>	ε = 2.1, tan(δ) < 5(–4)
<a href="#">Dielectric constant (60 Hz)</a>	ε = 2.1, tan(δ) < 2(–4)
<a href="#">Dielectric strength (1 MHz)</a>	60 MV/m

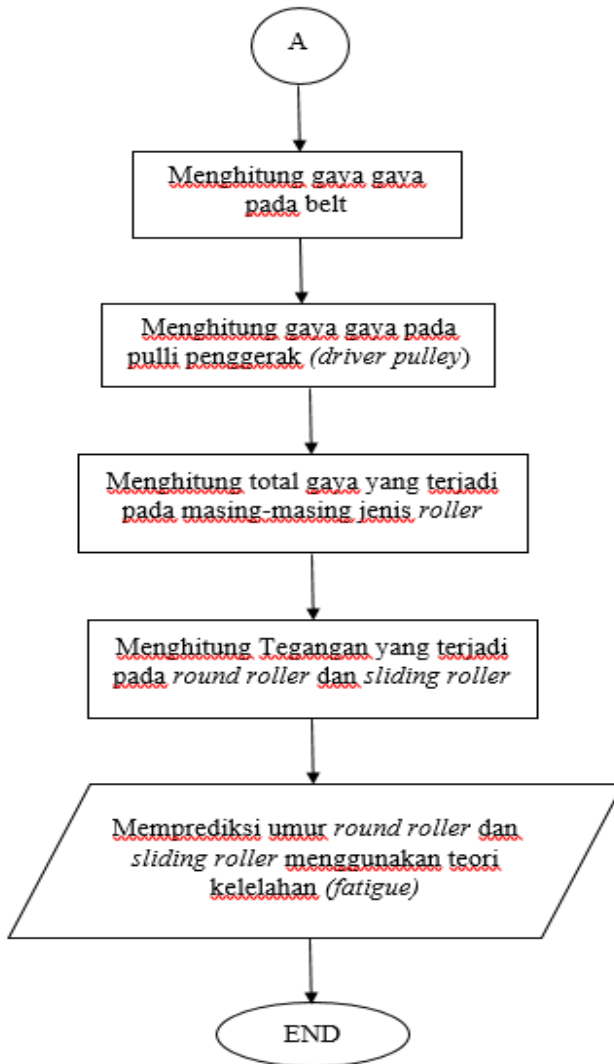
**Tabel 3.3** Spesifikasi Material Roller (Tembaga) standar vario 125 PGM-Fi<sup>[13]</sup>

Physical properties	
<a href="#">Phase</a>	solid
<a href="#">Melting point</a>	1357.77 K (1084.62 °C, 1984.32 °F)
<a href="#">Boiling point</a>	2835 K (2562 °C, 4643 °F)
<a href="#">Density</a> near r.t.	8.96 g/cm <sup>3</sup>
when liquid, at m.p.	8.02 g/cm <sup>3</sup>
<a href="#">Heat of fusion</a>	13.26 kJ/mol
<a href="#">Heat of vaporization</a>	300.4 kJ/mol
<a href="#">Molar heat capacity</a>	24.440 J/(mol·K)
<a href="#">Thermal expansion</a>	16.5 μm/(m·K) (at 25 °C)
<a href="#">Thermal conductivity</a>	401 W/(m·K)
<a href="#">Electrical resistivity</a>	16.78 nΩ·m (at 20 °C)
<a href="#">Magnetic ordering</a>	diamagnetic[2]
<a href="#">Young's modulus</a>	110–128 GPa
<a href="#">Shear modulus</a>	48 GPa
<a href="#">Bulk modulus</a>	140 GPa
<a href="#">Poisson ratio</a>	0.34
<a href="#">Mohs hardness</a>	3.0
<a href="#">Vickers hardness</a>	343–369 MPa
<a href="#">Brinell hardness</a>	235–878 MPa
<a href="#">CAS Number</a>	7440-50-8

### 3.5 Flowchart Perhitungan

Berikut tahapan – tahapan yang perlu dilakukan untuk melakukan analisa perhitungan tugas akhir ini. Tahapan tersebut telah disusun kedalam diagram alir dibawah ini.



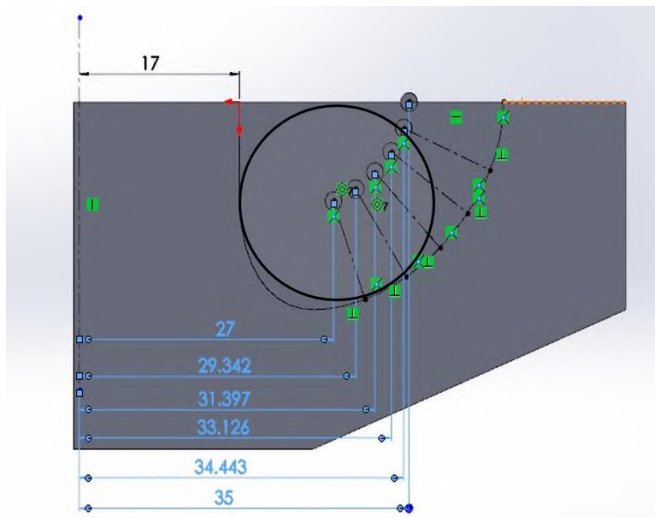


**Gambar 3.5** Diagram Alir Perhitungan

### 3.6 Langkah Analisa dan Perhitungan

Berikut adalah langkah-langkah yang akan dilakukan untuk menganalisa dan juga melakukan perhitungan gaya pada *roller*.

1. Mendapatkan data-data parameter yang dibutuhkan untuk melakukan analisa, seperti berat, dimensi, material, radius, torsi dan kecepatan.
2. Memvariasikan kecepatan dari *driver pulley*, yaitu 1700 rpm, 3400 rpm, 5100 rpm, 6800 rpm dan 8500 rpm.
3. Menggambar diagram benda bebas dari kedua jenis *roller* (*Free Body Diagram*).
4. Mengukur radius gerak *roller* menjadi 5 titik yang telah ditentukan, yaitu Titik 1 = 29,342 mm ; titik 2 = 31,397 mm ; Titik 3 = 33,126 mm ; Titik 4 = 34,443 mm ; Titik 5 = 35,007 mm, seperti pada gambar 3.6.



**Gambar 3.6** Radius Gerak Roller

5. Menghitung gaya sentrifugal pada *roller* dengan rumusan  $F_c = \frac{m.v^2}{r}$  menjadi  $F_c = m\omega^2 r$
6. Mencari  $\theta_1, \theta_2, \theta_{b1}$  dan  $\theta_{b2}$  untuk menghitung gaya normal *roller* terhadap *pulley*, gaya normal *belt* terhadap *pulley* dan gaya tegang *belt* dengan menggunakan metode grafis.
7. Menganalisa, menguraikan dan menghitung gaya normal *roller* terhadap *pulley*.
8. Menganalisa, menguraikan dan menghitung gaya normal *pulley* penggerak terhadap *belt*.
9. Menganalisa, menguraikan dan menghitung gaya tegang *belt*.
10. Menghitung total gaya yang diterima oleh *roller* baik itu dari *belt*, *pulley* maupun dari *roller* itu sendiri.
11. Menghitung besar tegangan total yang terjadi pada *round roller* dan *sliding roller*.
12. Memprediksi umur *round roller* dan *sliding roller* menggunakan teori kelelahan (*fatigue*).
13. Kesimpulan yang didapatkan.

## BAB IV

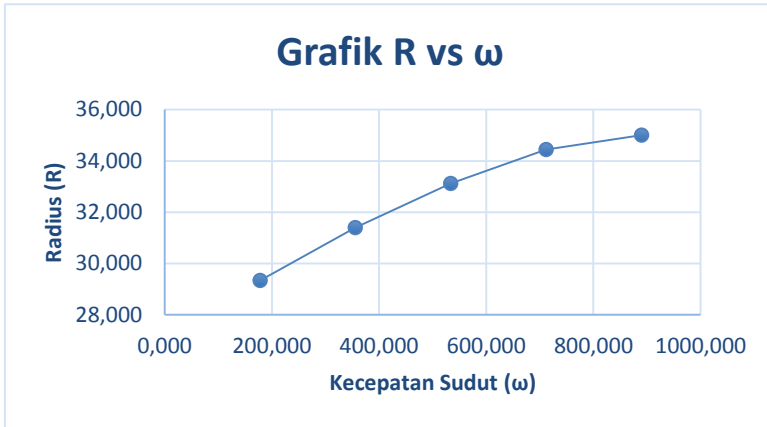
### ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN

#### 4.1 Data Kendaraan

Pada penelitian ini diperlukan beberapa data untuk pengolahan analisa baik teoritis simulasi maupun eksperimen yang dapat diperoleh dari perhitungan manual ataupun dari sumber yang lain. Untuk mempermudah menganalisa gaya dan tegangan yang dialami *roller* akan dibagi menjadi 5 titik statis dari lintasan *roller*, dengan mencantumkan parameter-parameter yang dibutuhkan untuk melakukan analisa, seperti massa *roller* ( $m$ ), putaran *pulley* ( $n$ ), Kecepatan Sudut ( $\omega$ ), dan Radius *roller* terhadap sumbu *pulley* ( $R$ ) dapat dilihat pada tabel 4.1 sedangkan untuk hubungan dari radius *roller* ( $R$ ) dengan kecepatan sudut *pulley* ( $\omega$ ) adalah berbanding lurus, dapat dilihat pada gambar 4.1 dibawah ini, bahwa semakin besar radius antara *roller* dan pusat *pulley*, maka akan semakin besar pula kecepatan sudutnya.

*Tabel 4.1 Data Spesifikasi roller pada 5 titik Statis*

Posisi	M (kg)	n (rpm)	$\omega$ (rad/s)	R (mm)	R (m)
1	0,018	1700	177,933	29,342	0,0293
2	0,018	3400	355,867	31,397	0,0314
3	0,018	5100	533,800	33,126	0,0331
4	0,018	6800	711,733	34,443	0,0344
5	0,018	8500	889,667	35,000	0,0350



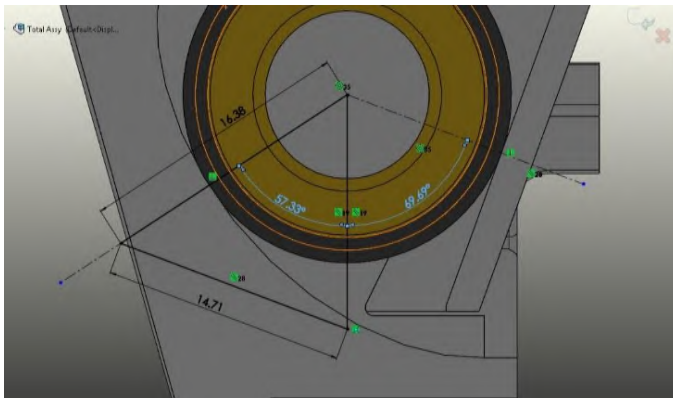
**Gambar 4.1** Grafik Hubungan Radius *Roller* dengan Kecepatan Sudut Pulley

#### 4.2 Hasil Pencarian Sudut $\theta_1$ , $\theta_2$ , $\theta_{b1}$ dan $\theta_{b2}$

Sudut-sudut yang dibutuhkan pada proses analisa yaitu  $\theta_1$  adalah sudut normal dari gaya sentrifugal terhadap *pulley*,  $\theta_2$  adalah sudut normal dari gaya sentrifugal terhadap ramp plate,  $\theta_{b1}$  adalah sudut antara normal *roller pulley* dan normal *pulley belt*, dan  $\theta_{b2}$  adalah sudut normal *belt* terhadap *pulley*. Pencarian sudut-sudut tersebut menggunakan metode grafis, yaitu dengan cara memvektorkan arah gaya yang sudah diketahui pada *roller*. Pada tabel 4.2 dapat dilihat hasil dari pencarian sudut-sudut tersebut, sedangkan pada gambar 4.2 dapat dilihat ilustrasi dari metode grafis untuk mencari salah satu sudut yaitu  $\theta_1$  dan  $\theta_2$ .

Tabel 4.2 Hasil Pencarian Sudut  $\theta_1$ ,  $\theta_2$ ,  $\theta_{b1}$  dan  $\theta_{b2}$ .

Posisi	$\theta_1$ (deg)	$\theta_2$ (deg)	$\theta_{b1}$ (deg)	$\theta_{b2}$ (deg)
1	57,329	69,687	16,507	73,836
2	46,510	69,687	27,325	73,836
3	36,153	69,687	37,682	73,836
4	23,677	69,687	50,158	73,836
5	4,279	69,687	69,556	73,836

Gambar 4.2 Ilustrasi Metode Grafis mencari  $\theta_1$  dan  $\theta_2$ 

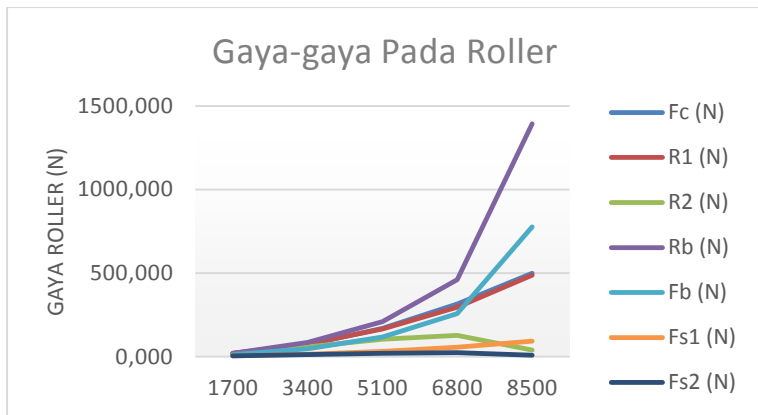
#### 4.3 Perhitungan Gaya Pada *Roller*

Perhitungan yang dilakukan yaitu secara teoritis untuk mencari gaya sentrifugal ( $F_c$ ), gaya normal *roller* terhadap pulley ( $R_1$ ), gaya normal *roller* terhadap ramp plate ( $R_2$ ), gaya gesek roller pada titik kontak 1 ( $F_{s1}$ ), gaya gesek roller pada titik kontak 1 ( $F_{s1}$ ), gaya normal pulley terhadap belt ( $R_b$ ), dan gaya tegang belt ( $F_b$ ). Pada tabel 4.3 dibawah ini dapat dilihat hasil perhitungan dari titik 1 hingga titik 5 sebagai berikut.



*Tabel 4.3 Hasil Perhitungan Teoritis*

Fc (N)	R1 (N)	R2 (N)	Fs1 (N)	Fs2 (N)	Rb (N)	Fb (N)
16,722	19,640	17,629	3,732	3,349	20,484	11,405
71,571	74,803	57,868	14,213	10,995	84,199	46,880
169,902	165,625	104,189	31,469	19,796	209,277	116,520
314,057	295,034	126,337	56,056	24,004	460,507	256,399
498,649	486,567	38,712	92,448	7,355	1393,010	775,594



**Gambar 4.3** Grafik Gaya-gaya Pada Roller

#### 4.3.1 Perhitungan Gaya Sentrifugal ( $F_c$ ) di titik 1

Dengan rumusan  $F_c = \frac{m \cdot v^2}{r}$  menjadi

$$F_c = m\omega^2 r$$

Dimana :  $m = 0,018 \text{ kg}$

$\omega = 177,933 \text{ rad/sec}$

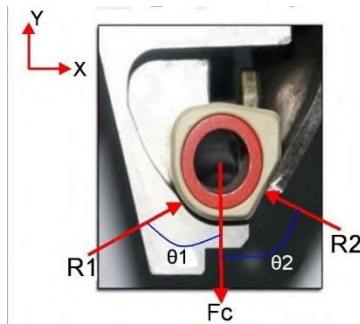
$r = 0,0293 \text{ m}$

$$\begin{aligned}
 F_c &= 0,018 \cdot 177,933^2 \cdot 0,0293 \\
 &= \mathbf{16,722 \text{ N}}
 \end{aligned}$$

**4.3.2 Perhitungan Gaya Gesek Pada di titik 1**

Dengan koefisien gesek statis ( $\mu_s$ ) PTFE dengan Aluminium adalah sebesar 0,19 maka didapat besar gaya gesek yang terjadi pada roller di titik kontak 1 adalah

$$\begin{aligned} F_s &= \frac{N}{\mu_s} \\ &= \frac{16,640}{0,19} \\ &= 3,732 \text{ N} \end{aligned}$$

**4.3.3 Perhitungan Gaya Normal *Roller* Terhadap Pulley (R1) di titik 1**

**Gambar 4.4** FBD Gaya Normal *Roller* Terhadap Pulley (R1) dan Ramp Plate (R2)

$$\begin{aligned} \sum F &= m \cdot a = 0 \\ F_c - R_{1y} - R_{2y} &= 0 \\ F_c - R_1 \cos \theta_1 - R_2 \cos \theta_2 &= 0 \\ R_1 \cos \theta_1 - R_2 \cos \theta_2 &= F_c \dots\dots\dots(1) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sum F_x &= m \cdot a = 0 \\ R_{1x} - R_{2x} &= 0 \end{aligned}$$

$$R_1 \sin \theta_1 - R_2 \sin \theta_2 = 0 \dots\dots\dots (2)$$

Eliminasi pers (1) dan pers (2)

$$R_1 = \frac{R_2 \sin \theta_2}{\sin \theta_1} \dots\dots\dots (3)$$

Substitusi pers (3) ke pers (1)

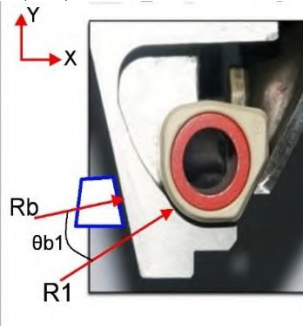
$$\begin{aligned} R_1 &= \frac{17,629 \sin 69,687}{\sin 57,329} \\ &= \mathbf{19,640 \text{ N}} \end{aligned}$$

#### 4.3.4 Perhitungan Gaya Normal *Roller* Terhadap Ramp Plate (R2) di titik 1

Dari Perumusan perhitungan gaya normal *roller* terhadap pulley (R1), maka didapatkan rumusan untuk perhitungan gaya normal *roller* terhadap ramp plate (R2) sebagai berikut.

$$\begin{aligned} R_2 &= \frac{F_c \sin \theta_1}{\sin \theta_1 + (\cos \theta_2 \cdot \sin \theta_1)} \\ &= \frac{16,722 \sin 57,329}{\sin 57,329 (\cos 69,687 \cdot \sin 57,329)} \\ &= \mathbf{17,629 \text{ N}} \end{aligned}$$

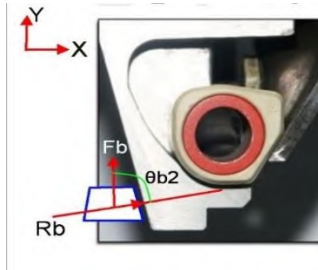
#### 4.3.5 Perhitungan Gaya Normal Pulley Terhadap Belt (Rb) di titik 1



**Gambar 4.5** FBD Gaya Normal Pulley Terhadap Belt (Rb)

$$\begin{aligned}
 \sum F_y &= m \cdot a = 0 \\
 R_1 - R_{belt} &= 0 \\
 R_1 - R_{belt} \cdot \cos \theta_{belt} &= 0 \\
 R_b &= \frac{R_1}{\cos \theta_{b1}} \\
 R_b &= \frac{19,640}{\cos 16,507} \\
 &= 20,848 \text{ N}
 \end{aligned}$$

#### 4.3.6 Perhitungan Gaya Gaya Tegang Belt (Fb) di titik 1



**Gambar 4.6** FBD Gaya Tegang Belt (Fb)

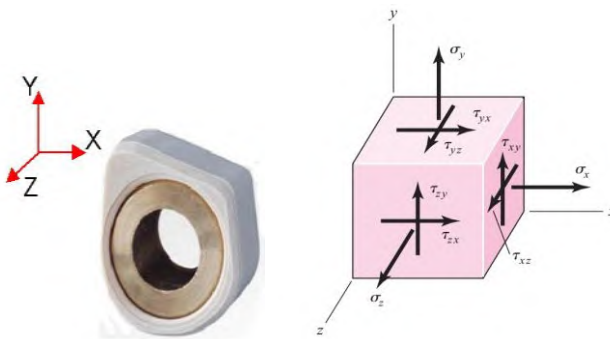
$$\begin{aligned}
 \sum F_y &= m \cdot a = 0 \\
 R_{b1y} + R_{2y} - F_{belt} &= 0 \\
 R_b \cdot \cos \theta_{b1} + R_b \cdot \cos \theta_{b2} &= F_{belt}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 F_b &= 20,484 \cos 16,507 + 20,484 \cos 73,836 \\
 &= 11,405 \text{ N}
 \end{aligned}$$

#### 4.4 Analisa Tegangan Statis Pada Roller

Setelah mencari seluruh gaya yang terjadi pada roller, berikutnya akan dianalisa tegangan statis yang terjadi pada roller untuk mengetahui apakah tegangan yang terjadi masih aman dengan dibandingkan dengan

kekuatan dari material *roller*. Jika hasil perhitungan tegangan statis *roller* masih aman, maka akan dilakukan analisa kelelahan yang terjadi pada *roller*, sehingga pada akhirnya akan didapatkan umur pakai dari *roller*. Pada gambar 4.6 dapat dilihat proyeksi arah tegangan yang terjadi pada *roller* pada bidang x, y dan z.



**Gambar 4.7** Proyeksi arah tegangan pada *roller* pada bidang x, y dan z

Terdapat 2 sisi kontak yang terjadi pada *roller*, sisi pertama yaitu kontak antara *roller* dengan pulley (*variator*) kemudian yang kedua adalah kontak antara *roller* dengan ramp plate. Untuk tegangan yang terjadi pada *roller* ada 2 jenis tegangan, yang pertama yaitu tegangan normal (*normal stress*) dan tegangan kontak (*contact stress*).

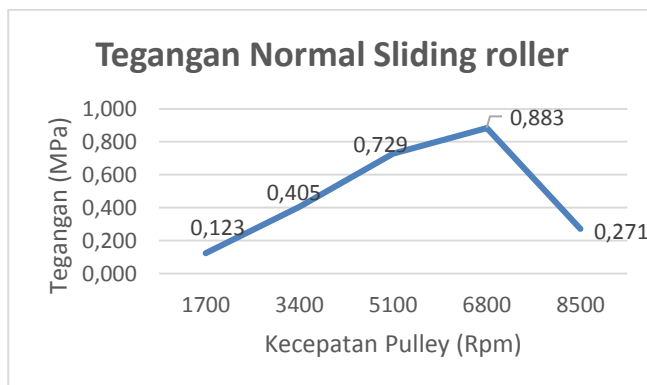
Dari analisa tegangan kontak (*contact stress*) akan didapatkan tegangan principal (*principal stress*), tegangan geser (*shear stress*) dan tegangan ekivalen Von Mises. Dari hasil tegangan ekivalen Von Mises akan dibandingkan dengan tegangan yield maksimal dari material *roller*, maka akan dapat diketahui semua tegangan yang terjadi pada *roller* aman atau tidak.

#### 4.4.1 Perhitungan Tegangan Normal Pada Sliding Roller

Tegangan normal pada roller terjadi pada sliding roller titik kontak kedua, yaitu titik kontak antara sliding roller dan ramp plate. Terdapat luasan kontak sebesar  $A_2$  yang didapatkan dari hasil pengukuran, dan dengan menggunakan rumusan tegangan normal yaitu gaya yang terjadi dibagi dengan luasan area kontak, maka akan didapatkan besaran tegangan normalnya. Pada tabel 4.4 dapat dilihat hasil dari perhitungan tegangan normal *sliding roller* pada titik kontak kedua.

*Tabel 4.4 Hasil Perhitungan tegangan normal sliding roller pada titik kontak kedua*

Posisi	A3-SR (m <sup>2</sup> )	$\sigma_3$ -SR (Mpa)
1	0,000143	<b>0,123</b>
2	0,000143	<b>0,405</b>
3	0,000143	<b>0,729</b>
4	0,000143	<b>0,883</b>
5	0,000143	<b>0,271</b>



**Gambar 4.8** Grafik Tegangan Normal Sliding Roller

Rumusan Tegangan Normal  $\sigma = \frac{F}{A}$

dimana luasan kontak untuk sliding roller pada titik kontak kedua (A2-SR) adalah  $143 \text{ mm}^2 = 0,000143 \text{ m}^2$ , dengan gaya reaksi posisi 1 pada titik kontak kedua sebesar 17,629 N maka,

$$\sigma = \frac{17,629 \text{ N}}{0,000143 \text{ m}^2} \\ = \mathbf{0,123 \text{ Mpa}}$$

#### 4.4.2 Perhitungan Tegangan Kontak (*Contact Stress*) Pada *Round Roller* dan *Sliding Roller* di Titik 1 Kontak 1

Tegangan kontak (*Contact stress*) adalah tegangan yang terjadi ketika salah satu atau kedua benda memiliki permukaan melengkung ditekan bersama-sama, titik atau garis kontak berubah menjadi kontak area, dan tegangan dikembangkan dalam dua benda tiga dimensi.

Tegangan kontak sering muncul dalam kontak dari roda dan rel, di Cams katup otomotif dan tappets, di gigi kawin gigi, dan dalam aksi bergulir

bantalan. Tipikal kegagalannya dapat dilihat sebagai retakan, lubang, atau mengelupas di permukaan material. Proses perhitungan *contact stress* dimulai dari mencari setengah lebar bidang kontak ( $b$ ).

$$b = \sqrt{\frac{2F(1 - \nu_1^2)/E_1 + (1 - \nu_2^2)/E_2}{\pi l \left( \frac{1}{d_1} + \frac{1}{d_2} \right)}}$$

Dimana :

F = Gaya yang Bekerja (19,64 N)

$L$  = Panjang Kontak Silinder / *Roller* (15 mm)  
 $V_1$  = Poisson's ratio Objek 1 / *Roller* (Teflon = 0,46)  
 $V_2$  = Poisson's ratio Objek 2 / *Variator* (Aluminium = 0,35)  
 $E_1$  = Modulus Elastisitas Objek 1 / *Roller* (Teflon = 0,5 GPa)  
 $E_2$  = Modulus Elastisitas Objek 2 / *Variator*  
 (Aluminium = 70 GPa)  
 $d_1$  = Diameter Objek 1 / *Roller* (20 mm)  
 $d_2$  = Diameter Objek 2 / *Variator* ( $\pm 40$  mm)

$$b1 = \sqrt{\frac{2 \times 19,64 (1 - 0,46^2)/0,5 + (1 - 0,35^2)/70}{\pi \times 15 \left( \frac{1}{20} + \frac{1}{-40} \right)}}$$

$$= 0,230 \text{ mm}$$

Tabel 4.5 Hasil Perhitungan Lebar Bidang Kontak Pada titik kontak 1 dan 2

b1 (mm)	b2 (mm)	Ab1 (m^2)	Ab2 (mm^2)
0,230	0,154	0,007	0,005
0,449	0,279	0,013	0,008
0,668	0,375	0,020	0,011
0,892	0,413	0,027	0,012
1,146	0,228	0,034	0,007



Gambar 4.9 Grafik Setengah Lebar Bidang Kontak



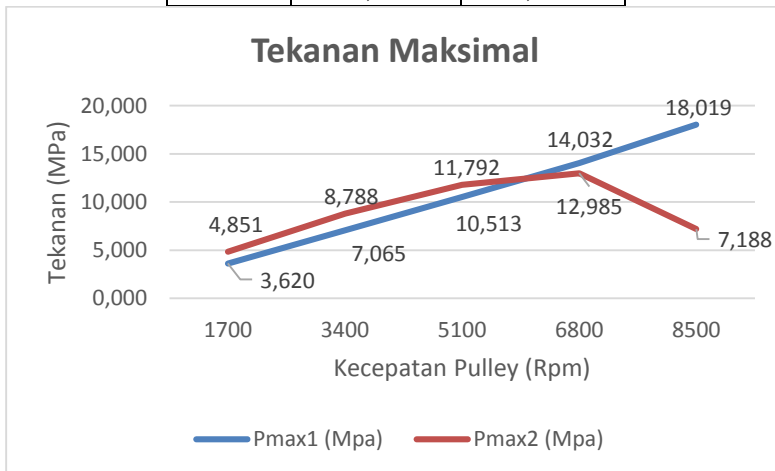
#### 4.4.3 Perhitungan tekanan maksimal (*Maximum Pressure*)

Tekanan maksimal (*Maximum Pressure*) yang dialami roller ( $P_{\max}$ ) dengan rumusan :

$$\begin{aligned}
 p_{\max 1} &= \frac{2F}{\pi b l} \\
 &= \frac{2 \times 19,64}{\pi \times 0,23 \times 15} \\
 &= \mathbf{3,62 \text{ MPa}}
 \end{aligned}$$

Tabel 4.6 Hasil Perhitungan Tekanan Maksimal Roller Pada titik kontak 1 dan 2

Posisi	Pmax1 (Mpa)	Pmax2 (Mpa)
1	3,620	4,851
2	7,065	8,788
3	10,513	11,792
4	14,032	12,985
5	18,019	7,188



**Gambar 4.10** Grafik Tekanan Maksimal

#### 4.4.4 Perhitungan tegangan utama Roller (*Principal Stress*) arah X

Setelah itu menghitung tegangan utama Roller (*Principal Stress*) arah X dengan rumusan :

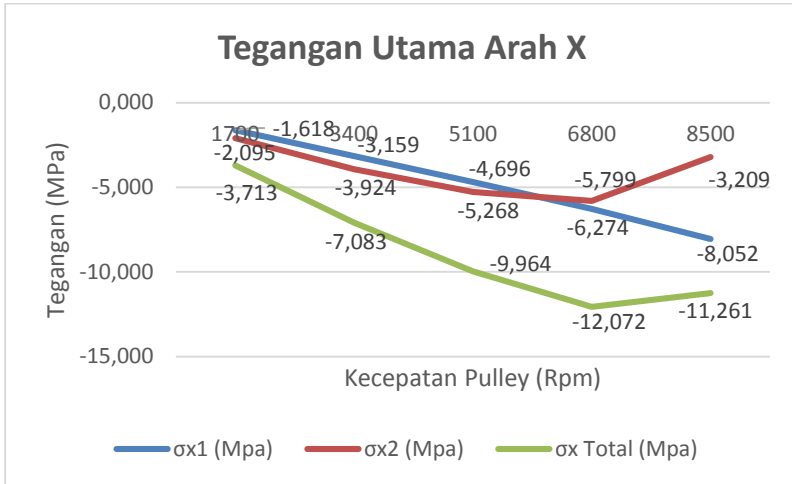
$$\sigma_x = -2vp_{max} \left[ \sqrt{\left(1 + \frac{z^2}{b^2}\right)} - \left|\frac{z}{b}\right| \right]$$

Dimana (z) adalah kedalaman dibawah permukaan dipakai nilai 0, dikarenakan gesekan yang terjadi hanya pada permukaan saja.

$$\begin{aligned} \sigma_{x1} &= -2 \times 0,46 \times \\ 3,62 \left[ \sqrt{\left(1 + \frac{0^2}{0,23^2}\right)} - \left|\frac{0}{0,23}\right| \right] \\ &= -1,618 \text{ MPa} \end{aligned}$$

*Tabel 4.7 Hasil Perhitungan Tegangan Utama Roller (Principal Stress) Arah X Pada titik kontak 1 dan 2*

Posisi	$\sigma_{x1}$ (Mpa)	$\sigma_{x2}$ (Mpa)	$\sigma_x$ Total (Mpa)
1	-1,618	-2,095	-3,713
2	-3,159	-3,924	-7,083
3	-4,696	-5,268	-9,964
4	-6,274	-5,799	-12,072
5	-8,052	-3,209	-11,261



**Gambar 4.11** Grafik Tegangan Utama Arah X

#### 4.4.5 Perhitungan tegangan utama *Roller (Principal Stress)* arah Y

Kemudian menghitung tegangan utama *Roller (Principal Stress)* arah Y dengan rumusan :

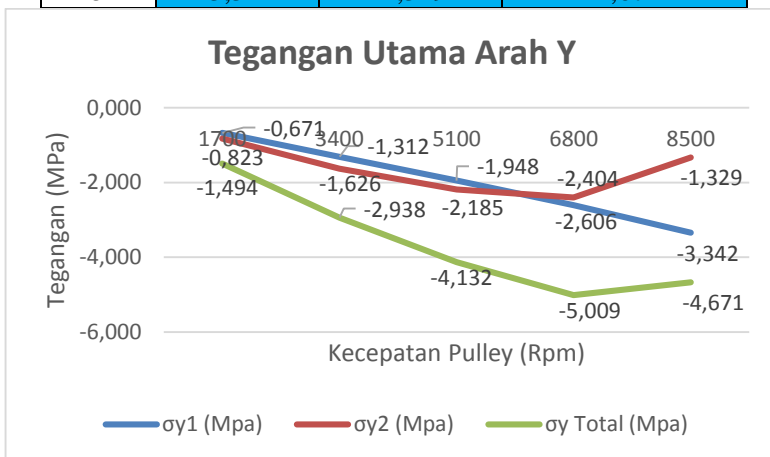
$$\sigma_{y1} = -p_{max} \left[ \frac{1 + 2 \frac{z^2}{b^2}}{\left( \sqrt{1 + \frac{z^2}{b^2}} \right)} - 2 \left| \frac{z}{b} \right| \right]$$

$$\sigma_{y1} = -3,62 \left[ \frac{1 + 2 \frac{0^2}{0,23^2}}{\left( \sqrt{1 + \frac{0^2}{0,23^2}} \right)} - 2 \left| \frac{0}{0,23} \right| \right]$$

$$= -0,671 \text{ MPa}$$

*Tabel 4.8 Hasil Perhitungan Tegangan Utama Roller (Principal Stress) Arah Y Pada titik kontak 1 dan 2*

Posisi	$\sigma_{y1}$ (Mpa)	$\sigma_{y2}$ (Mpa)	$\sigma_y$ Total (Mpa)
1	-0,671	-0,823	-1,494
2	-1,312	-1,626	-2,938
3	-1,948	-2,185	-4,132
4	-2,606	-2,404	-5,009
5	-3,342	-1,329	-4,671



**Gambar 4.12** Grafik Tegangan Utama Arah Y

#### 4.4.6 Perhitungan tegangan utama *Roller (Principal Stress)* arah Z

Selanjutnya menghitung tegangan utama *Roller (Principal Stress)* arah Z dengan rumusan :

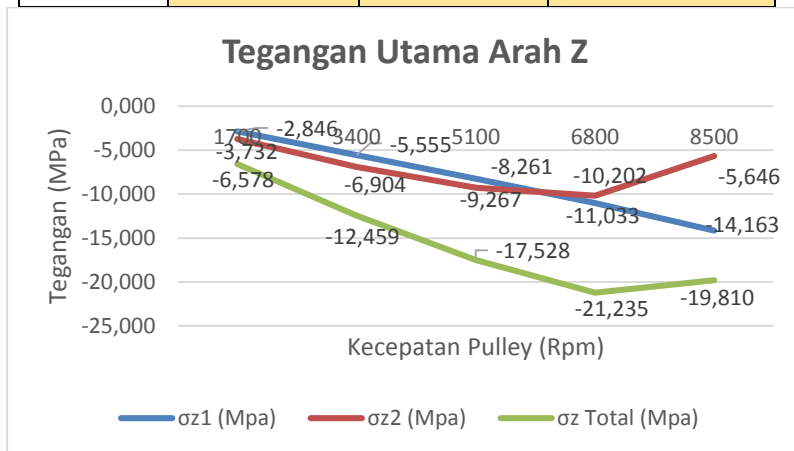
$$\sigma_{z1} = \frac{-p_{max}}{\sqrt{\left(1 + \frac{z^2}{b^2}\right)}}$$

$$\sigma_{z1} = \frac{3,62}{\sqrt{\left(1 + \frac{0^2}{0,23^2}\right)}}$$

$$= - 2,846 \text{ MPa}$$

*Tabel 4.9 Hasil Perhitungan Tegangan Utama Roller (Principal Stress) Arah Z Pada titik kontak 1 dan 2*

Posisi	$\sigma z1$ (Mpa)	$\sigma z2$ (Mpa)	$\sigma z$ Total (Mpa)
1	-2,846	-3,732	-6,578
2	-5,555	-6,904	-12,459
3	-8,261	-9,267	-17,528
4	-11,033	-10,202	-21,235
5	-14,163	-5,646	-19,810



**Gambar 4.13** Grafik Tegangan Utama Arah Z

#### 4.4.7 Perhitungan Tegangan Geser (*Shear Stress*) Bidang X Arah Z ( $\tau_{xz}$ )

Dan berikutnya menghitung Tegangan Geser (*Shear Stress*) dari bidang X arah Z ( $\tau_{xz}$ ) dengan rumusan :

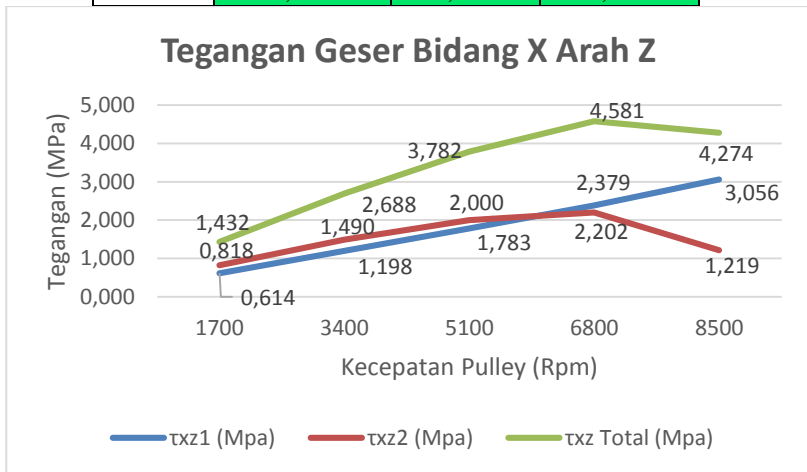
$$\tau_{xz} = \frac{\sigma_x - \sigma_z}{2}$$

$$\tau_{xz} = \frac{-1,618 - (-2,846)}{2}$$

$$= 0,614 \text{ MPa}$$

*Tabel 4.10 Hasil Perhitungan Tegangan Geser Roller (Shear Stress) Pada Bidang X Arah Z di titik kontak 1 dan 2*

Posisi	$\tau_{xz1}$ (Mpa)	$\tau_{xz2}$ (Mpa)	$\tau_{xz}$ Total (Mpa)
1	0,614	0,818	1,432
2	1,198	1,490	2,688
3	1,783	2,000	3,782
4	2,379	2,202	4,581
5	3,056	1,219	4,274



**Gambar 4.14** Grafik Tegangan Geser Bidang X Arah Z

#### 4.4.8 Perhitungan Tegangan Geser (*Shear Stress*) Bidang Y Arah Z ( $\tau_{yz}$ )

Menghitung tegangan geser bidang Y arah Z ( $\tau_{yz}$ ) dengan rumusan :

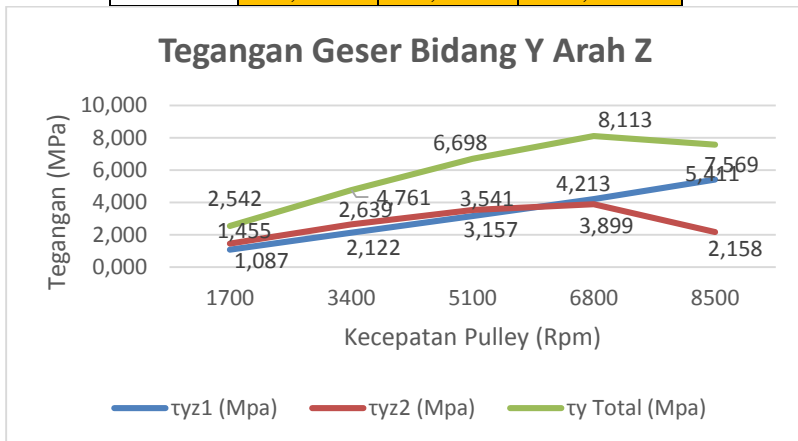
$$\tau_{yz} = \frac{\sigma_y - \sigma_z}{2}$$

$$\tau_{yz} = \frac{-0,671 - (-2,846)}{2}$$

$$= 1,087 \text{ MPa}$$

Tabel 4.11 Hasil Perhitungan Tegangan Geser Roller (Shear Stress) Pada Bidang Y Arah Z di titik kontak 1 dan 2

Posisi	$\tau_{yz1}$ (Mpa)	$\tau_{yz2}$ (Mpa)	$\tau_{yz}$ Total (Mpa)
1	1,087	1,455	2,542
2	2,122	2,639	4,761
3	3,157	3,541	6,698
4	4,213	3,899	8,113
5	5,411	2,158	7,569



Gambar 4.15 Grafik Tegangan Geser Bidang Y Arah Z

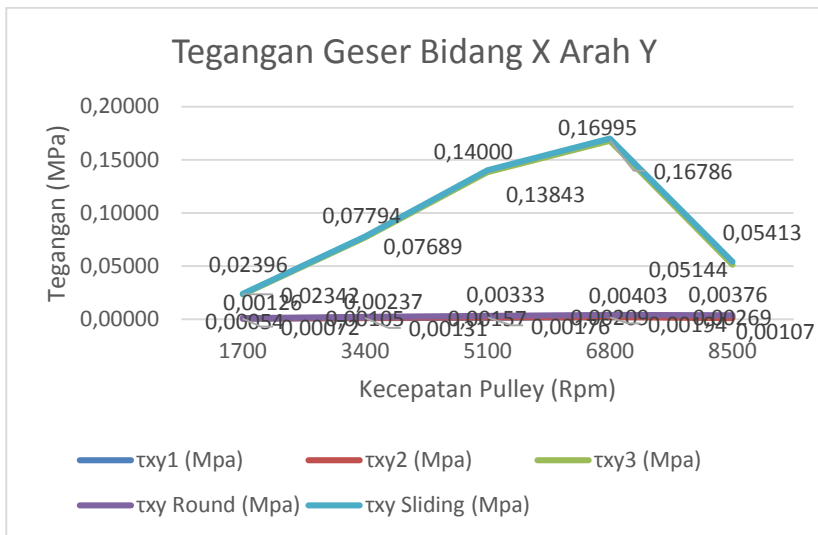
#### 4.4.9 Perhitungan Tegangan Geser (Shear Stress) Bidang X Arah Y ( $\tau_{xy}$ )

Menghitung tegangan geser bidang X arah Y ( $\tau_{xy}$ ) yang disebabkan oleh **gaya gesek** dari roller dengan rumusan :

$$\begin{aligned}
 \tau_{xy} &= \frac{F_s}{A_{b1}} \\
 &= \frac{3,732}{0,007} \\
 &= 0,00054 \text{ MPa}
 \end{aligned}$$

*Tabel 4.12 Hasil Perhitungan Tegangan Geser Roller (Shear Stress) Pada Bidang Y Arah Z yang disebabkan oleh gaya gesek di titik kontak 1, 2 dan 3*

$\tau_{xy1}$ (Mpa)	$\tau_{xy2}$ (Mpa)	$\tau_{xy3}$ (Mpa)	$\tau_{xy}$ Round (Mpa)	$\tau_{xy}$ Sliding (Mpa)
0,00054	0,00072	0,02342	0,00126	0,02396
0,00105	0,00131	0,07689	0,00237	0,07794
0,00157	0,00176	0,13843	0,00333	0,14000
0,00209	0,00194	0,16786	0,00403	0,16995
0,00269	0,00107	0,05144	0,00376	0,05413



**Gambar 4.16** Grafik Tegangan Geser Bidang X Arah Y



#### 4.4.10 Perhitungan Tegangan Ekuivalen (*equivalent stress*)

Dan yang terakhir menghitung Tegangan Ekuivalen (*equivalent stress*) menggunakan perumusan Von Mises :

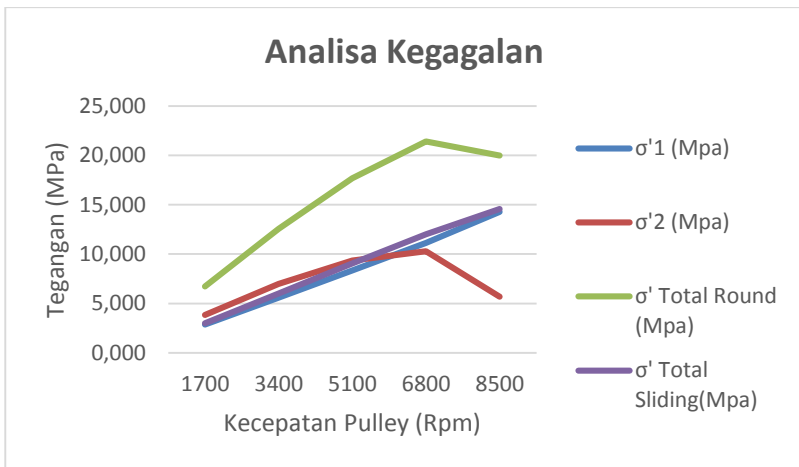
$$\sigma' = \frac{1}{\sqrt{2}} \left[ (\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2) \right]^{\frac{1}{2}}$$

Tegangan geser (*Shear Stress*) pada bidang X arah Y tidak ada, dengan demikian  $\tau_{xy} = 0$

$$\begin{aligned} \sigma' &= \frac{1}{\sqrt{2}} [(-1,618 - (-0,671))^2 + (-0,671 - (-2,846))^2 + (-2,846 - (-1,618))^2 \\ &\quad + 6(0,00054^2 + 1,087^2 + 0,614^2)]^{\frac{1}{2}} \\ &= \mathbf{2,871 \text{ MPa}} \end{aligned}$$

Tabel 4.13 Hasil Perhitungan Tegangan Ekuivalen Roller (*equivalent stress*) Pada titik kontak 1 dan 2

$\sigma'1$ (Mpa)	$\sigma'2$ (Mpa)	$\sigma'$ Total Round (Mpa)	$\sigma'$ Total Sliding(Mpa)
2,87072	3,83922	6,70994	3,01796
5,60257	6,96869	12,57126	6,08519
8,33648	9,35073	17,68720	9,20507
11,12661	10,29667	21,42328	12,18004
14,28874	5,69968	19,98843	14,61358



**Gambar 4.17** Grafik Analisa Kegagalan Von Mises

#### 4.5 Perhitungan Teori Kelelahan (*Fatigue*) Pada Round Roller dan Sliding Roller Untuk Memprediksi Umur Roller

Untuk memprediksi umur dari roller akan digunakan teori kelelahan (*fatigue*) dikenakan tegangan yang berulang – ulang maka akan terjadi kegagalan. Kegagalan yang terjadi pada material ini disebut dengan fatigue (kelelahan). Akan digunakan teori kelelahan gerber dikarenakan pada umumnya, data pengujian untuk material lentur (*ductile*) mendekati parabola Gerber seperti pada gambar 2.23 perumusannya adalah

$$\frac{1}{F.S.} = \left[ \frac{\sigma_m}{\sigma_u} \right]^2 \times F.S + \frac{\sigma_v}{\sigma_e}$$

Dimana : F.S. : Faktor Keamanan (1)

$\sigma_m$  : Tegangan Rata-rata

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2}$$

$$\sigma_m = \frac{21,423 + 6,710}{2}$$

$$= \mathbf{14,071 \text{ MPa}}$$

$\sigma_u$  : Tegangan Ultimate  
(PTFE = 34 MPa)

$\sigma_v$  : Tegangan Variabel /  
Amplitudo tegangan

$$\sigma_v = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2}$$

$$\sigma_v = \frac{21,423 - 6,710}{2}$$

$$= \mathbf{7,357 \text{ MPa}}$$

$\sigma_e$  : Batas ketahanan untuk beban berlawanan  
(*reversal stress*)

Jadi,

$$\frac{1}{1} = \left[ \frac{14,071}{23} \right]^2 \times 1 + \frac{7,357}{\sigma_e}$$

$$1 = \frac{7,357}{\sigma_e} + 0,17116$$

$$0,82884 = \frac{7,357}{\sigma_e}$$

$$\sigma_e = \mathbf{8,8756 \text{ MPa}}$$

Untuk Sliding Roller dengan perumusan yang sama akan tetapi untuk tegangan rata-rata ( $\sigma_m$ ), Tegangan Variabel / Amplitudo tegangan ( $\sigma_v$ ) dan Batas Ketahanan (*Endurance Limit*) ( $\sigma_e$ ) berbeda dengan Round Roller :

$$\frac{1}{F.S.} = \left[ \frac{\sigma_m}{\sigma_u} \right]^2 \times F.S. + \frac{\sigma_v}{\sigma_e}$$

Dimana : F.S. : Faktor Keamanan (1)

$\sigma_m$  : Tegangan Rata-rata

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2}$$

$$\sigma_m = \frac{14,559 + 2,994}{2} = 8,776 \text{ MPa}$$

$\sigma_u$  : Tegangan Ultimate  
(PTFE = 34 MPa)

$\sigma_v$  : Tegangan Variabel /  
Amplitudo tegangan

$$\sigma_v = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} = \frac{14,559 - 2,994}{2} = 5,782 \text{ MPa}$$

$\sigma_e$  : Batas ketahanan untuk beban berlawanan (*reversal stress*)

Jadi,

$$\frac{1}{1} = \frac{8,776}{23} \times 1 + \frac{5,782}{\sigma_e}$$

$$1 = \frac{5,782}{\sigma_e} + 0,0666$$

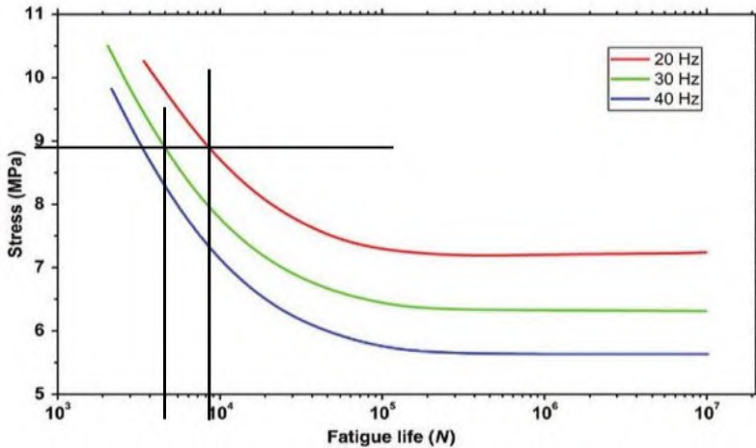
$$0,9334 = \frac{5,7825}{\sigma_e}$$

$$\sigma_e = 6,195 \text{ MPa}$$

#### 4.5.1 Memprediksi Umur *Round Roller* Menggunakan Kurva Amplitudo Tegangan (*Stress Amplitude*) vs Siklus (*Cycle*) *Sn-Curve* Material PTFE

Setelah mendapatkan Amplitudo tegangan (*Stress Amplitude*), selanjutnya akan dibaca dan diplotkan pada *Sn-Curve* dari Material PTFE untuk mencari berapa siklus yang dihasilkan. Setelah itu siklus tersebut akan dikonversikan untuk memprediksi umur pakai dari roller. Berikut adalah Gambar 4.7 yaitu kurva Amplitudo

Tegangan (*Stress Amplitude*) vs Siklus (*Cycle*) *Sn-Curve* Material PTFE.



**Gambar 4.18** Kurva Amplitudo Tegangan (*Stress Amplitude*) vs Siklus (*Cycle*) *Sn-Curve* Material PTFE Round Roller <sup>[5]</sup>

Kurva diatas adalah kurva amplitudo tegangan (*stress amplitude*) vs siklus (*cycle*) *sn-curve* material PTFE, pada sumbu X yaitu siklus (*cycle*) yang menunjukkan berapa siklus yang dapat dilalui oleh material tersebut sebelum gagal (*failure*). Pada sumbu Y yaitu Amplitudo tegangan (*Stress Amplitude*) yang didapatkan dari Tegangan Maksimal dikurangi tegangan minimal kemudian dibagi dua.

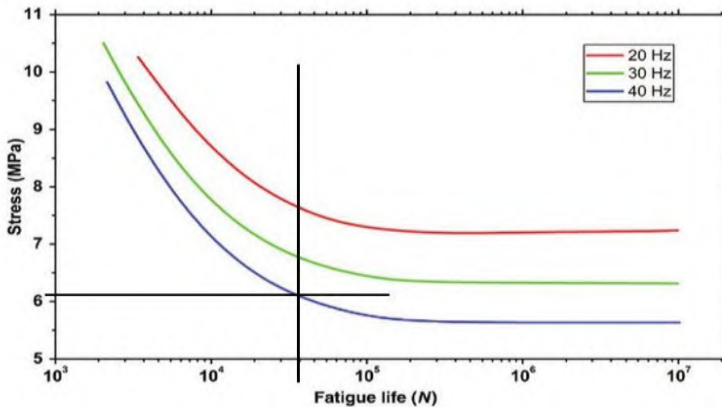
Terdapat 3 Kurva dengan warna yang berbeda, kurva dengan warna merah menunjukkan hasil pengujian dari material PTFE pada frekuensi 20 Hz, Kurva warna Hijau menunjukkan hasil pengujian dari material PTFE pada frekuensi 30 Hz, dan Kurva warna Biru menunjukkan hasil pengujian dari material PTFE pada frekuensi 40 Hz. Untuk frekuensi pembebanan real didapat dari mengkorelasikan waktu yang dibutuhkan

motor dari kecepatan 0 menuju kecepatan maksimum yaitu selama  $\pm 10$  detik, dan dari kecepatan maksimum menuju 0 yaitu selama  $\pm 5$  detik, maka 1 periode siklus *roller* didapat  $\pm 15$  detik. Jadi dengan perumusan frekuensi  $f=1/T$ , didapatkan nilai frekuensi pembebanan *real roller* sebesar 0,0667 Hz.

Untuk round roller, amplitudo tegangan (*Stress Amplitude*) didapatkan nilai sebesar 8,8756 MPa, setelah itu ditarik garis lurus horizontal sehingga akan memotong kurva warna merah dan hijau, pada perpotongan garis ditarik garis lurus vertical sehingga akan didapatkan berapa siklus akan dilalui yaitu kurang lebih sebanyak  $85 \times 10^3$  siklus untuk kurva merah (20 Hz) dan  $45 \times 10^3$  siklus untuk kurva hijau (30 Hz). Dan untuk frekuensi pembebanan real dari roller yaitu 0,0667 Hz akan dilakukan ekstrapolasi, dan didapatkan hasilnya adalah  $65 \times 10^4$  siklus.

Jika waktu yang dibutuhkan untuk 1 periode siklus adalah  $\pm 15$  detik, dan didapat sebesar  $65 \times 10^4$  siklus dikalikan 15 detik jadi prediksi umur pakai *round roller* adalah 2708,33 jam atau 112,847 hari atau 16,121 minggu atau **4,03  $\approx$  4 Bulan**. Dari buku pedoman reparasi honda vario 125 PGM-Fi menyatakan bahwa penggantian *roller* dan *belt* adalah setiap **8000 Km**, jika jarak Surabaya-Sidoarjo adalah 35 Km, maka bisa dipakai untuk  $114,256 \approx 114$  kali Pulang Pergi. Dan jika dalam 1 hari motor dipakai 1 kali PP, maka umur pakai *roller* adalah  $114,256 \approx 114$  hari atau  $16,322 \approx 16$  minggu atau **4,081  $\approx$  4 Bulan**.

#### 4.5.2 Memprediksi Umur *Sliding Roller* Menggunakan Kurva Amplitudo Tegangan (*Stress Amplitude*) vs Siklus (*Cycle*) Sn-Curve Material PTFE



**Gambar 4.19** Kurva Amplitudo Tegangan (*Stress Amplitude*) vs Siklus (*Cycle*) *Sn-Curve* Material PTFE Sliding Roller <sup>[5]</sup>

Sedangkan untuk *sliding roller*, amplitudo tegangan (*Stress Amplitude*) didapatkan nilai sebesar 6,195 MPa, setelah itu ditarik garis lurus horizontal sehingga akan memotong kurva warna biru, pada perpotongan garis ditarik garis lurus vertical sehingga akan didapatkan berapa siklus akan dilalui yaitu kurang lebih sebanyak  $35 \times 10^4$  siklus untuk kurva merah (40 Hz) dan di linier kan dengan  $75 \times 10^3$  siklus. Dan untuk frekuensi pembebanan real dari roller yaitu 0,0667 Hz akan dilakukan ekstrapolasi, dan didapatkan hasilnya adalah  $95 \times 10^4$  siklus.

Jika waktu yang dibutuhkan untuk 1 periode siklus adalah  $\pm 15$  detik, dan didapat sebesar  $95 \times 10^4$  siklus dikalikan 15 detik jadi prediksi umur pakai *round roller* adalah 3958,333 jam atau 164,93 hari atau 23,561 minggu atau **5,89  $\approx$  6 Bulan**. Dari buku pedoman reparasi honda vario 125 PGM-Fi menyatakan bahwa penggantian *roller* dan *belt* adalah setiap **8000 Km**, jika umur pakai yang dihasilkan adalah  $\pm 6$  bulan *Sliding Roller* dapat bertahan selama **12600 Km**.

BAGIAN			SPEKIFIKASI
DIMENSI	Panjang keseluruhan Lebar keseluruhan Tinggi menyeluruh Jarak sumbu roda Tinggi jok Tinggi pijakan kaki Jarak terendah ke tanah Berat motor siap pakai		1.904 mm 689 mm 1.103 mm 1.281 mm 765 mm 275 mm 128 mm 112 kg
RANGKA	Jenis rangka Suspensi depan Jarak pergerakan as roda depan Suspensi belakang Jarak pergerakan as roda belakang Ukuran ban depan Ukuran ban belakang Merek ban	Depan Belakang	Jenis under bone Fork teleskopik 81 mm Unit swing (unit berayun) 75 mm 80/90 - 14M/C 40P 90/90 - 14M/C 46P FT235 (SRI) FT235 (SRI) Rem cakram hidrolik Mekanis (Mechanical leading trailing) 26"30" 82,5 mm 5,5 liter
MESIN	Diameter dan langkah Volume langkah Perbandingan kompresi Peralatan penggerak valve Intake valve	membuka menutup membuka menutup pada pengangkatan 1 mm pada pengangkatan 1 mm pada pengangkatan 1 mm pada pengangkatan 1 mm	52,4 x 57,9 mm 124,8 cm <sup>3</sup> 11,0 : 1 2 valve, SOHC digerakan rantai tunggal 5° sebelum TMA 35° setelah TMB 30° sebelum TMB 0° TMA Tekanan paksa dan bak oli basah Trochoid Pendinginan dengan cairan Saringan kertas 30,6 kg
SISTEM PENGIRIMAN BAHAN BAKAR	Jenis Diameter throttle		PGM-FI 24 mm
PERALATAN PENGGERAK	Sistem kopling Perbandingan drive belt Reduksi akhir		Kopling kering, jenis centrifugal otomatis 2,6 : 1 – 0,82 : 1 10,552 (53/17 x 44/13)
KELISTRIKAN	Sistem pengapian Sistem starter Sistem pengisian Sistem penerangan		Full transistor Kickstarter dengan electric starter Alternator dengan output tiga fase Battery



### SPESIFIKASI SISTEM PGM-FI

BAGIAN	SPESIFIKASI
Tahanan sensor ECT	(pada 40°C) 1,0 – 1,3 kΩ
	(pada 100°C) 0,1 – 0,2 kΩ
Tahanan injector (pada 24°C)	11 – 13 Ω
Tahanan katup solenoid peninggi putaran stasioner (pada 20°C)	24 – 27 Ω

### SPESIFIKASI SISTEM PENGAPIAN

BAGIAN	SPESIFIKASI
Busi	CPR7EA – 9 (NGK)/U22EPR – 9 (DENSO)
Celah busi	0,8 ± 0,9 mm
Tegangan puncak coil pengapian	Minimum 100 V
Waktu pengapian	12° sebelum TMA pada putaran stasioner

### SPESIFIKASI SISTEM BAHAN BAKAR

BAGIAN	SPESIFIKASI
Nomor identifikasi throttle body	GQY2A
Putaran stasioner mesin	1.700 ± 100 menit <sup>-1</sup>
Pembukaan standard idle air screw	2 -3/8 putaran keluar dari posisi duduk penuh
Jarak main bebas handel gas	2 – 6 mm
Tekanan bahan bakar pada putaran stasioner	294 kPa
Aliran pompa bahan bakar (pada 12 V)	Minimum 98 cm <sup>3</sup> /10 detik

### SPESIFIKASI SISTEM PELUMASAN

Satuan: mm

BAGIAN		STANDARD	BATAS SERVIS
Kapasitas oli mesin	Setelah penggantian periodik	0,8 liter	—
	Setelah pembongkaran mesin	0,9 liter	—
	Setelah pelepasan saringan oli	0,9 liter	—
Oli mesin yang direkomendasikan		"Oli sepeda motor 4 tak" Honda atau yang setara Klasifikasi API: SG atau lebih tinggi (kecuali oli yang diberi label "energy conserving" pada label bundar servis API) Viskositas: SAE 10W-30 Standard JASO T 903: MB	—
Rotor pompa oli	D.D. body pompa oli	23,150 – 23,180	—
	D.L. rotor outer	22,970 – 23,000	—
	Jarak renggang body-ke-rotor outer	0,15 – 0,21	0,35
	Jarak renggang ke samping	0,040 – 0,130	0,15
	Jarak renggang pada ujung rotor	0,15	@±0

### SPESIFIKASI SISTEM PENDINGINAN

BAGIAN		SPESIFIKASI
Kapasitas coolant	Radiator dan mesin	0,51 liter
	Tangki cadangan	0,14 liter
Tekanan pelepasan tutup radiator		108 – 137 kPa
Thermostat	Mulai membuka	74 – 78 °C
	terbuka penuh	100 °C
	Pengangkatan valve (pada 100°C)	Minimum 8 mm
Coolant yang direkomendasikan		Honda PRE-MIX Coolant

## Tugas Akhir Mekanika Benda Padat

### SPESIFIKASI CYLINDER HEAD/VALVE

Satuan: mm

BAGIAN		STANDARD	BATAS SERVIS
Kompresi cylinder		1.098 kPa pada 850 menit <sup>1</sup>	—
Perubahan bentuk melengkung cylinder head		—	0,05
D.L. Shaft rocker arm	IN/EX	9,960 – 9,972	@@
	EX	33,6157 – 33,8557	@@
Camshaft	IN	33,393 – 33,633	@@
	EX	—	—
Valve, valve guide	Jarak renggang valve	0,10 ± 0,02	—
	IN	0,24 ± 0,02	—
	EX	—	—
	D.L. valve stem	4,975 – 4,990	4,90
	IN	4,955 – 4,970	4,90
	EX	4,955 – 5,012	5,03
	D.D. Valve guide	5,000 – 5,012	5,03
	Jarak renggang stem ke guide	0,010 – 0,037	0,08
	IN	0,030 – 0,057	0,10
	EX	—	—
Bagian valve guide yang keluar di atas cylinder head	IN/EX	10,55 – 10,85	—
	EX	—	—
Lebar valve seat		0,90 – 1,10	1,5
Panjang bebas valve spring		36,94	@@

### SPESIFIKASI CYLINDER/PISTON

Satuan: mm

BAGIAN		STANDARD	BATAS SERVIS
Cylinder	D.D.	52,400 – 52,410	52,50
	Kelongsongan	—	0,05
	Ketirusan	—	0,05
	Perubahan bentuk melengkung	—	0,05
Piston, ring piston, pin piston	D.L. Piston	52,370 – 52,390	52,35
	Titik pengukuran D.L. piston	6,5 dari bawah	—
	D.D. lubang pin piston	13,002 – 13,008	13,04
	D.L pin piston	12,994 – 13,000	12,96
	Jarak renggang piston-ke-pin piston	0,002 – 0,014	0,02
	Jarak renggang ring piston-ke-alur ring	Atas 0,015 – 0,055	0,08
		Kedua 0,015 – 0,055	0,08
	Celah pada ujung ring piston	Atas 0,10 – 0,25	0,45
		Kedua 0,25 – 0,45	0,65
		Oil (side rail) 0,20 – 0,70	—
Jarak renggang cylinder-ke-piston		0,01 – 0,04	0,09
D.D. ujung kecil connecting rod		13,010 – 13,028	13,05
Jarak renggang connecting rod-ke-pin piston		0,010 – 0,034	0,05

### SPESIFIKASI KICKSTARTER/DRIVE PULLEY/ DRIVEN PULLEY/KOPLING

Satuan: mm

BAGIAN		STANDARD	BATAS SERVIS
Lebar drive belt		22,0	21,0
Movable drive face	D.D. bushing	23,989 – 24,052	24,08
	D.L. boss	23,960 – 23,974	23,93
	D.L. weight roller	19,92 – 20,08	19,5
Kopling	Ketebalan lapisan kanvas	—	2,0
	D.D. clutch outer	125,0 – 125,2	125,5
Driven pulley	Panjang bebas pegas driven face	103,1	@@
	D.L. boss driven face	33,965 – 33,985	33,94
	D.D. movable driven face	34,000 – 34,025	34,06

## Tugas Akhir Mekanika Benda Padat

### SPESIFIKASI CRANKCASE/CRANKSHAFT

BAGIAN		STANDARD	BATAS SERVIS
Crankshaft	Jarak renggang ke samping connecting rod	0,10 – 0,35	0,55
	Jarak renggang radial connecting rod	0,004 – 0,016	0,05
	Keolengan	–	0,10

Satuan: mm

### SPESIFIKASI FINAL REDUCTION

BAGIAN		SPESIFIKASI
Kapasitas oli final reduction (transmisi)	Setelah penggantian periodik	0,12 liter
	Setelah pembongkaran mesin	0,14 liter
Oli final reduction (transmisi) yang direkomendasikan		"Oli sepeda motor 4 tak" Honda atau yang setara Klasifikasi API: SG atau lebih tinggi (kecuali oli yang diberi label "energy conserving" pada label bundar servis API) Viskositas: SAE 10W-30 Standard JASO T 903: MB

### SPESIFIKASI RODA DEPAN/SUSPENSI/KEMUDI

BAGIAN		STANDARD	BATAS SERVIS
Kedalaman minimum alur telapak ban		–	Sampai ke indikator
Tekanan udara ban dingin	Pengemudi saja	200 kPa (2,00 kgf/cm <sup>2</sup> , 29 psi)	–
	Pengemudi dan pembonceng	200 kPa (2,00 kgf/cm <sup>2</sup> , 29 psi)	–
Keolengan as roda		–	0,2
Keolengan pelek roda	Radial	–	2,0
	Aksial	–	2,0
Fork	Panjang bebas pegas	292,5	–
	Keolengan pipa	–	0,2
	Minyak yang direkomendasikan	Minyak fork	–
	Tinggi permukaan minyak	79	–
	Kapasitas minyak	62 ± 1,0 cm <sup>3</sup>	–

Satuan: mm

### SPESIFIKASI RODA BELAKANG/SUSPENSI

BAGIAN		STANDARD	BATAS SERVIS
Kedalaman minimum alur telapak ban		–	Sampai ke indikator
Tekanan udara ban dingin	Pengemudi saja	225 kPa (2,25 kgf/cm <sup>2</sup> , 33 psi)	–
	Pengemudi dan pembonceng	225 kPa (2,25 kgf/cm <sup>2</sup> , 33 psi)	–
Keolengan pelek roda	Radial	–	2,0
	Aksial	–	2,0

Satuan: mm

### SPESIFIKASI SISTEM REM

BAGIAN		STANDARD	BATAS SERVIS
Rem depan	Minyak rem sesuai spesifikasi	DOT 3 atau DOT 4	–
	Ketebalan cakram rem	3,3 – 3,7	3,0
	Kelengkungan cakram rem	–	0,30
	D.D. master cylinder	11,000 – 11,043	11,055
	D.L. piston master cylinder	10,957 – 10,984	10,945
	D.D. cylinder caliper	33,96 – 34,01	34,02
	D.L. piston caliper	33,878 – 33,928	33,87
Rem belakang	Jarak main bebas handel rem belakang	10 – 20	–
	D.D. tromol rem belakang	130,0	131,0

Satuan: mm

## Tugas Akhir Mekanika Benda Padat

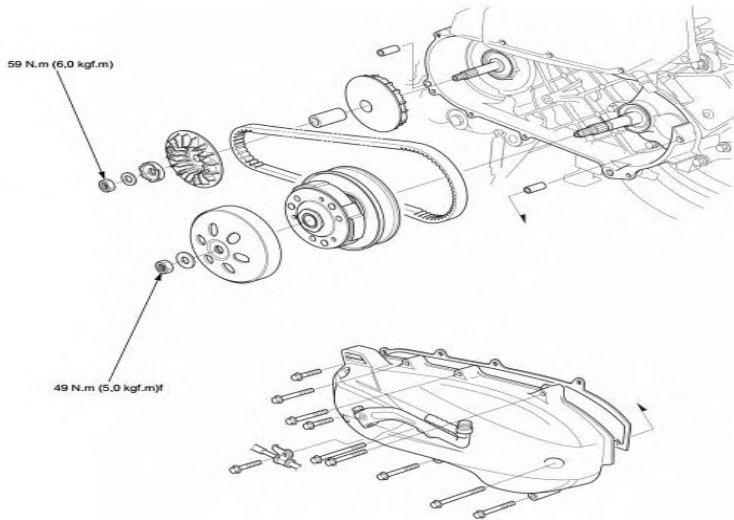
### SPESIFIKASI BATTERY/SISTEM PENGISIAN/ELECTRIC STARTER

BAGIAN			SPESIFIKASI
Battery	Jenis		YT26V
	Kapasitas		12 V – 5 Ah
	Kebocoran arus listrik		Maksimum 0,1 mA
	Tegangan	Sudah dicharge penuh	13,0 – 13,2 V
		Perlu dicharge kembali	Di bawah 12,4 V
	Arus pengisian	Normal	0,5 A/5 – 10 jam
		Cepat	2,5 A/1 jam
Alternator	Kapasitas		0,1456 kW/5.000 menit <sup>-1</sup>

### SPESIFIKASI LAMPU/METER/SWITCH

BAGIAN			SPESIFIKASI
Bohlam-bohlam	Lampu depan		12 V – 25/25 W x 2
	Lampu senja		12 V – 3,4 W x 2
	Lampu belakang		12 V – 5 W
	Lampu rem		12 V – 10 W x 2
	Lampu plat nomor		12 V – 5 W
	Lampu sein		12 V – 10 W x 4
	Lampu instrumen		LED
	MIL		LED
	Indikator lampu jauh		LED
	Indikator sein kanan		LED
	Indikator sein kiri		LED
	Indikator peringatan suhu cairan pendingin (coolant)		LED
Sekring	Sekring utama		25 A
	Sekring tambahan		10 A x 5
Tahanan sensor ketinggian bahan bakar (pada 20°C)		Penuh	6 – 10 Ω
		Kosong	90 – 100 Ω

## LOKASI KOMPONEN



## SPESIFIKASI

Satuan: mm

BAGIAN		STANDARD	BATAS SERVIS
Lebar drive belt		22,0	21,0
Movable drive face	D.D. bushing	23,989 – 24,052	24,08
	D.L. boss	23,960 – 23,974	23,93
	D.L. weight roller	19,92 – 20,08	19,5
Kopling	Ketebalan lapisan kanvas	–	2,0
	D.D. clutch outer	125,0 – 125,2	125,5
Driven pulley	Panjang bebas pegas driven face	103,1	@@
	D.L. boss driven face	33,965 – 33,985	33,94
	D.D. movable driven face	34,000 – 34,025	34,06

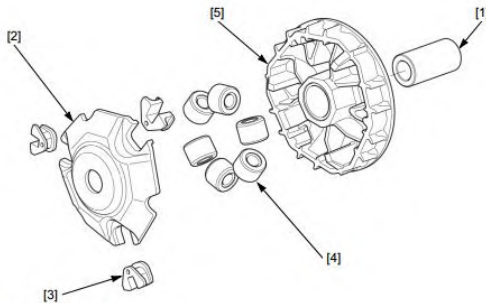
### PEMBONGKARAN/PERAKITAN

Lepaskan berikut ini:

- Drive face boss [1]
- Ramp plate [2]
- Slide piece [3]
- Weight roller [4]

Bersihkan semua weight roller dan movable drive face [5] dari oli dan grease.

Perakitan adalah dalam urutan terbalik dari pembongkaran.



### PEMERIKSAAN DRIVE PULLEY FACE

Periksa drive pulley face [1] terhadap goresan, gerusan atau kerusakan.



**WEIGHT ROLLER**

Periksa masing-masing roller terhadap keausan tidak normal.  
Ukur D.L. weight roller.

**BATAS SERVIS: 19,5 mm**



**DRIVE FACE BOSS**

Periksa drive face boss terhadap keausan atau kerusakan.  
Ukur D.L. drive face boss.

**BATAS SERVIS: 23,93 mm**



**MOVABLE DRIVE FACE**

Periksa movable drive face terhadap goresan, gerusan atau kerusakan.  
Ukur D.D. bushing drive face

**BATAS SERVIS: 24,08 mm**



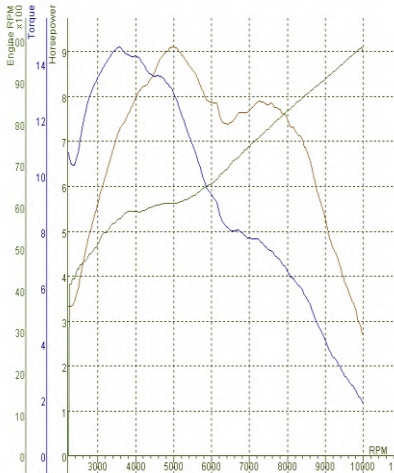
## Hasil Dynotest Honda Vario 125 PGM-Fi



SFORIDYNO V3.3  
DYNAMOMETER: D3325  
ROLLER INERTIA: 1,46

Displacement Correction  
Correction Factor 100 1585  
NOTE: Load Cell Included

TEST NAME	MAX POWER	MAX TORQUE	Temp. °C	Humidity %	Pressure	KMH	Date/Time
STANDARD	9.1 (9.1) / 5002	14.61 (14.61) / 3531	33.0 °C	30 %	1000.0 mbar	105.3	13/06/2015 11:12:12



DATA FOR TEST: STANDARD

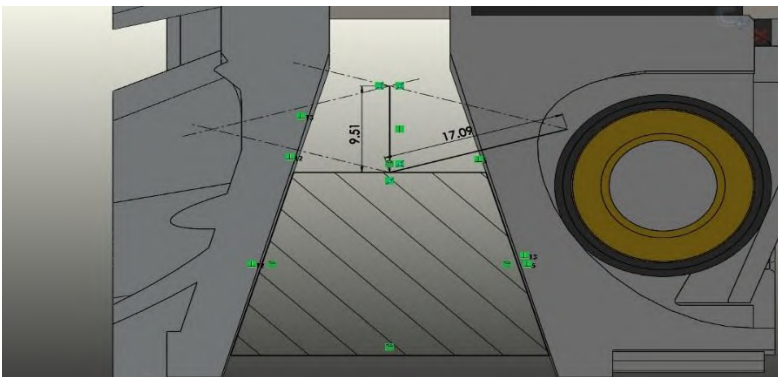
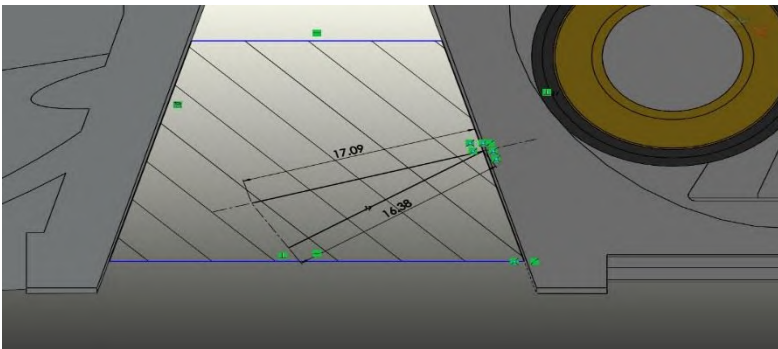
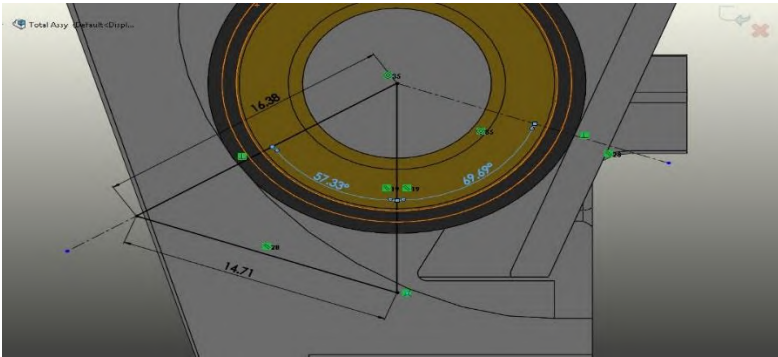
RPM	HP (HP)	kg-m (kg-m)	T
2000	3.3	10.72	0.52
2250	3.3	10.61	0.54
2500	3.9	11.12	0.74
2750	4.9	12.82	0.92
3000	5.7	13.54	1.08
3250	6.4	14.12	1.24
3500	7.1	14.59	1.40
3531	7.2	14.61	1.42
3750	7.6	14.33	1.58
4000	8.0	14.27	1.74
4250	8.3	13.78	1.92
4500	8.6	13.57	2.08
4750	9.0	13.40	2.26
5000	9.1	12.95	2.44
5002	9.1	12.95	2.44
5250	8.9	12.02	2.64
5500	8.6	11.07	2.86
5750	8.1	10.01	3.10
6000	7.9	9.28	3.36
6250	7.5	8.44	3.64
6500	7.4	8.05	3.94
6750	7.6	8.00	4.22
7000	7.7	7.78	4.52
7250	7.9	7.69	4.84
7500	7.8	7.36	5.14
7750	7.7	7.03	5.46
8000	7.5	6.59	5.84
8250	7.2	6.13	6.24
8500	6.8	5.65	6.66
8750	6.0	4.81	7.16
9000	5.3	4.13	7.74
9250	4.5	3.46	8.42
9500	3.9	2.88	9.26
9750	3.4	2.43	10.26

... (new)

LOSSES: 0.0 HP 0.08\*M\*M  
TOTAL ENGINE: 9.1HP 14.618\*M\*M



## Simulasi Dengan Solid Work



## Spesifikasi Teflon (PTFE)

### 11 Fluoropolymers

Traditionally, a fluoropolymer or fluoroplastic is defined as a polymer consisting of carbon (C) and fluorine (F). Sometimes these are referred to as perfluoropolymers to distinguish them from partially fluorinated polymers, fluor elastomers, and other polymers that contain fluorine in their chemical structure. For example, fluorosilicone and fluoroacrylate polymers are not referred to as fluoropolymers. The monomers used to make the various fluoropolymers are shown in Fig. 11.1.

Details of each of the fluoropolymers are in the following sections. The melting points are all compared in Table 11.1.

Each section covers one particular fluoropolymer and it will briefly describe the structures and properties of them. It is important to keep in mind that there are variations of most of these polymers. The most common variation is the molecular weight, which will affect the melting point somewhat, and the viscosity of the polymer above its melt point, properties that are very important in determining processing conditions and use.

#### 11.1 Polytetrafluoroethylene

Polytetrafluoroethylene (PTFE) polymer is an example of a linear fluoropolymer. Its structure in simplistic form is shown in Fig. 11.2.

Formed by the polymerization of tetrafluoroethylene (TFE), the  $(-\text{CF}_2-\text{CF}_2-)$  groups repeat many thousands of times. The fundamental properties of fluoropolymers evolve from the atomic structure of fluorine and carbon and their covalent bonding in specific chemical structures. The backbone is formed of carbon-carbon bonds and the pendant groups are carbon-fluorine bonds. Both are extremely strong bonds. The basic properties of PTFE stem from these two very strong chemical bonds. The size of the fluorine atom allows the formation of a uniform and continuous covering around the carbon-carbon bonds and protects them from chemical attack, thus imparting chemical resistance and stability to the molecule. PTFE is rated for use up to 260°C. It does not dissolve in any known solvent. The fluorine sheath is also responsible for the low surface energy (18 dynes/cm) and low coefficient of friction (0.05–0.8, static) of PTFE. Another attribute of the uniform fluorine sheath is the electrical inertness (or nonpolarity) of the PTFE molecule. Electrical fields impart

only slight polarization in this molecule, so volume and surface resistivity are high.

The PTFE molecule is simple and is quite ordered. This is shown in the three-dimensional models of Figs. 11.3 and 11.4. PTFE can align itself with other molecules or other portions of the same molecule. Disordered regions are called *amorphous* regions. This is important because polymers with high crystallinity require more energy to melt. In other words, they have higher melting points. When this happens, it forms what is called a crystalline region. Crystalline polymers have a substantial fraction of their mass in the form of parallel, closely packed molecules. High-molecular-weight PTFE resins have high crystallinity and therefore high melting points, typically as high as 320–342°C (608–648°F). The crystallinity of as-polymerized PTFE is typically 92–98%. Further, the viscosity in the molten state (called melt creep viscosity) is so high that high-molecular-weight PTFE particles do not flow even at temperatures above its melting point. They sinter much like powdered metals; they stick to each other at the contact points and combine into larger particles.

PTFE is called a *homopolymer*, a polymer made from a single monomer. Recently many PTFE manufacturers have added minute amounts of other monomers to their PTFE polymerizations to produce alternate grades of PTFE designed for specific applications. Fluoropolymer manufacturers continue to call these grades modified homopolymer at below 1% (w/w) of comonomer. Chemours grades of this type are called *Teflon® NXT* resins. Dyneon™ TFM™ modified PTFE incorporates less than 1% of a comonomer perfluoropropyl vinyl ether (PPVE). Daikin's modified grade is Polyflon™ M-111. These modified granular PTFE materials retain the exceptional chemical, thermal, antistick, and low-friction properties of conventional PTFE resin, but offer some improvements:

- weldability
- improved permeation resistance
- less creep
- smoother, less porous surfaces
- better high-voltage insulation

The copolymers described in the next sections contain significantly more of the non-TFE monomers.

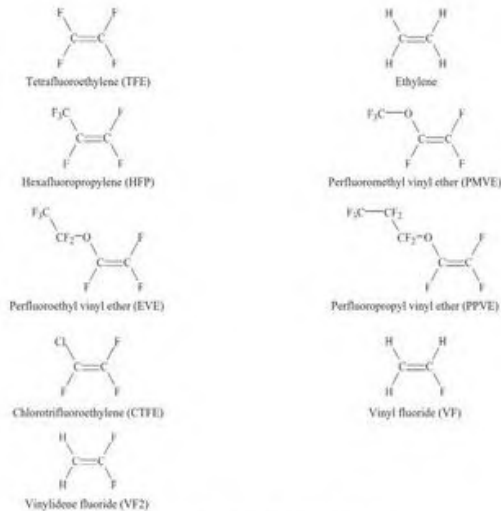


Figure 11.1 Structures of many monomers used to make fluoropolymers.

Table 11.1 Melting Point Ranges of Various Fluoroplastics

Fluoroplastic	Melting Point (°C)
Polytetrafluoroethylene (PTFE)	320–340
Polyethylene chlorotrifluoroethylene (ECTFE)	240
Polyethylene tetrafluoroethylene (ETFE)	255–280
Fluorinated ethylene propylene (FEP)	260–270
Perfluoroalkoxy (PFA)	302–310
Perfluoroalkoxy (MFA)	280–290
Polychlorotrifluoroethylene (PCTFE)	210–212
Polyvinylidene fluoride (PVDF)	155–170

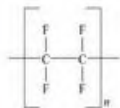


Figure 11.2 Chemical structure of polytetrafluoroethylene (PTFE).

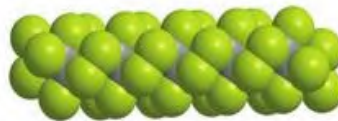


Figure 11.3 Three-dimensional representation of polytetrafluoroethylene (PTFE).

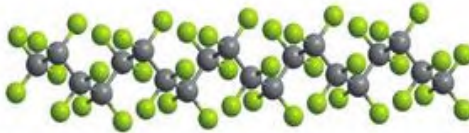


Figure 11.4 Ball-and-stick three-dimensional representation of polytetrafluoroethylene (PTFE).

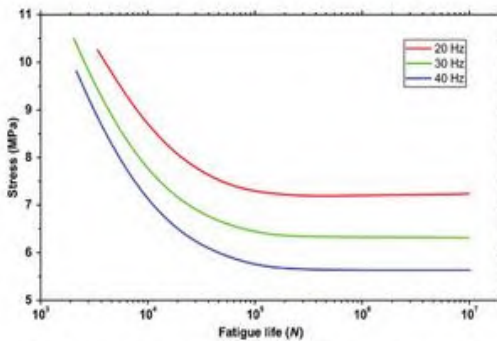


Figure 11.5 Flexural stress amplitude versus cycles to failure at 23°C and different cycle frequencies of generic PTFE [1].

*Manufacturers and trade names* include the following: Chemours™ Teflon® PTFE, Dyneon PTFE, Daikin Polyflon™, Asahi Glass Fluon®, and many others.

*Applications and uses* include the following: pipe liners, fittings, valves, pumps, and other components used for transferring aggressive, ultrapure fluids.

### 11.1.1 Fatigue Data

Fatigue data for PTFE-based plastics are found in Figs. 11.5–11.8 and Table 11.2.

### 11.1.2 Tribology Data

Tribology data for PTFE-based plastics are found in Figs. 11.9–11.14 and Tables 11.3 and 11.4.

## 11.2 Polyethylene Chlorotrifluoroethylene

Ethylene–chlorotrifluoroethylene copolymer, also called polyethylene chlorotrifluoroethylene or ECTFE, is a copolymer of ethylene and chlorotrifluoroethylene. Fig. 11.15 shows the molecular structure of ECTFE.

The simplified structure in Fig. 11.15 shows the ratio of the monomers being 1:1 and strictly alternating, which is the desirable proportion. Commonly known by the trade name, Halar®, ECTFE is an expensive, melt-processable, semicrystalline, whitish semiopaque thermoplastic with good chemical resistance and barrier properties. It also has good tensile and creep properties and good high-frequency electrical characteristics.

Processing methods include extrusion, compression molding, rotomolding, blow molding, and liquid and powder coating.

### Perhitungan Gaya Pada Roller

Posisi	M (kg)	n (rpm)	$\omega$ (rad/s)	R (mm)	R (m)	$\theta_1$ (deg)	$\theta_2$ (deg)	$\theta_{b1}$ (deg)
1	0,018	1700	177,933	29,342	0,0293	57,329	69,687	16,507
2	0,018	3400	355,867	31,397	0,0314	46,510	69,687	27,325
3	0,018	5100	533,800	33,126	0,0331	36,153	69,687	37,682
4	0,018	6800	711,733	34,443	0,0344	23,677	69,687	50,158
5	0,018	8500	889,667	35,000	0,0350	4,279	69,687	69,556
Posisi	$\theta_{b2}$ (deg)	Fc (N)	R1 (N)	R2 (N)	Fs1 (N)	Fs2 (N)	Rb (N)	Fb (N)
1	73,836	16,722	19,640	17,629	3,732	3,349	20,484	11,405
2	73,836	71,571	74,803	57,868	14,213	10,995	84,199	46,880
3	73,836	169,902	165,625	104,189	31,469	19,796	209,277	116,520
4	73,836	314,057	295,034	126,337	56,056	24,004	460,507	256,399
5	73,836	498,649	486,567	38,712	92,448	7,355	1393,010	775,594

<b>Note :</b>									
R : Radius Roller terhadap sumbu Pulley (m)					Fs1 : Gaya Gesek Pada Kontak 1 (N)				
$\theta_1$ : Sudut Normal Fc Terhadap Pulley (deg)					Fs2 : Gaya Gesek Pada Kontak 2 (N)				
$\theta_2$ : Sudut Normal Fc Terhadap Ramp Plate (deg)					Fc : Gaya Sentrifugal (N)				
$\theta_{b1}$ : Sudut Antara Normal Roller Pulley dan Normal Pulley Belt (deg)					R1 : Gaya Normal Roller Terhadap Pulley (N)				
$\theta_{b2}$ : Sudut Normal Belt Terhadap Pulley (deg)					R2 : Gaya Normal Roller Terhadap Ramp Plate (N)				
n : Kecepatan Pulley (rpm)					Rb : Gaya Normal Pulley Terhadap Belt (N)				
$\omega$ : Kecepatan Sudut Pulley (rad/s)					Fb : Gaya Tegang Belt (N)				

### Perhitungan Tegangan Pada *Round Roller* dan *Sliding Roller*

Posisi	b1 (mm)	b2 (mm)	Ab1 (m <sup>2</sup> )	Ab2 (mm <sup>2</sup> )	Pmax1 (Mpa)	Pmax2 (Mpa)
1	0,230	0,154	0,007	0,005	3,620	4,851
2	0,449	0,279	0,013	0,008	7,065	8,788
3	0,668	0,375	0,020	0,011	10,513	11,792
4	0,892	0,413	0,027	0,012	14,032	12,985
5	1,146	0,228	0,034	0,007	18,019	7,188

$\sigma_{x1}$ (Mpa)	$\sigma_{x2}$ (Mpa)	$\sigma_x$ Total (Mpa)	$\sigma_{y1}$ (Mpa)	$\sigma_{y2}$ (Mpa)	$\sigma_y$ Total (Mpa)
-1,618	-2,095	-3,713	-0,671	-0,823	-1,494
-3,159	-3,924	-7,083	-1,312	-1,626	-2,938
-4,696	-5,268	-9,964	-1,948	-2,185	-4,132
-6,274	-5,799	-12,072	-2,606	-2,404	-5,009
-8,052	-3,209	-11,261	-3,342	-1,329	-4,671

$\sigma_{z1}$ (Mpa)	$\sigma_{z2}$ (Mpa)	$\sigma_z$ Total (Mpa)	$\tau_{xz1}$ (Mpa)	$\tau_{xz2}$ (Mpa)	$\tau_{xz}$ Total (Mpa)
-2,846	-3,732	-6,578	0,614	0,818	1,432
-5,555	-6,904	-12,459	1,198	1,490	2,688
-8,261	-9,267	-17,528	1,783	2,000	3,782
-11,033	-10,202	-21,235	2,379	2,202	4,581
-14,163	-5,646	-19,810	3,056	1,219	4,274

$\tau_{yz1}$ (Mpa)	$\tau_{yz2}$ (Mpa)	$\tau_{yz}$ Total (Mpa)	$\tau_{xy1}$ (Mpa)	$\tau_{xy2}$ (Mpa)	$\tau_{xy3}$ (Mpa)
1,087	1,455	2,542	0,00054	0,00072	0,02342
2,122	2,639	4,761	0,00105	0,00131	0,07689
3,157	3,541	6,698	0,00157	0,00176	0,13843
4,213	3,899	8,113	0,00209	0,00194	0,16786
5,411	2,158	7,569	0,00269	0,00107	0,05144

$\tau_{xy}$ Round (Mpa)	$\tau_{xy}$ Sliding (Mpa)	$\sigma'1$ (Mpa)	$\sigma'2$ (Mpa)	$\sigma'$ Total Round (Mpa)	$\sigma'$ Total Sliding(Mpa)
0,00126	0,02396	2,87072	3,83922	6,70994	3,01796
0,00237	0,07794	5,60257	6,96869	12,57126	6,08519
0,00333	0,14000	8,33648	9,35073	17,68720	9,20507
0,00403	0,16995	11,12661	10,29667	21,42328	12,18004
0,00376	0,05413	14,28874	5,69968	19,98843	14,61358

A3-SR ( $m^2$ )	$\sigma3$ -SR (MPa)
0,000143	<b>0,123</b>
0,000143	<b>0,405</b>
0,000143	<b>0,729</b>
0,000143	<b>0,883</b>
0,000143	<b>0,271</b>



b1 : Lebar Bidang Kontak 1 (mm)		txz1 : Tegangan Geser Pada Bidang X arah Z di kontak 1	
b1 : Lebar Bidang Kontak 2 (mm)		txz2 : Tegangan Geser Pada Bidang X arah Z di kontak 2	
Pmax 1 : Tekanan Maksimal di Kontak 1 (Mpa)		tyz1 : Tegangan Geser Pada Bidang Y arah Z di kontak 1	
Pmax 1 : Tekanan Maksimal di Kontak 2 (Mpa)		tyz2 : Tegangan Geser Pada Bidang Y arah Z di kontak 2	
$\sigma_{x1}$ : Tegangan Prinsipal arah X di Kontak 1 (Mpa)		txy1 : Tegangan Geser (dikarenakan gaya gesek) Pada Bidang X arah Y di kontak 1	
$\sigma_{x2}$ : Tegangan Prinsipal arah X di Kontak 2 (Mpa)		txy2 : Tegangan Geser (dikarenakan gaya gesek) Pada Bidang X arah Y di kontak 2	
$\sigma_{y1}$ : Tegangan Prinsipal arah Y di Kontak 1 (Mpa)		txy3 : Tegangan Geser (dikarenakan gaya gesek) Pada Bidang X arah Y di kontak 3	
$\sigma_{y2}$ : Tegangan Prinsipal arah Y di Kontak 2 (Mpa)		$\sigma'1$ : Tegangan Ekuivalen Von Mises di Kontak 1	
$\sigma_{z1}$ : Tegangan Prinsipal arah Z di Kontak 1 (Mpa)		$\sigma'2$ : Tegangan Ekuivalen Von Mises di Kontak 2	
$\sigma_{z2}$ : Tegangan Prinsipal arah Z di Kontak 2 (Mpa)		A2-SR : Luasan Bidang Bidang Kontak 2 Sliding Roller ( $m^2$ )	
		$\sigma_{2-SR}$ : Tegangan Prinsipal Pada Sliding Roller di Kontak 2	

## BAB V

### KESIMPULAN DAN SARAN

#### 5.1 Kesimpulan

Setelah dilakukan analisa pada *round roller* dan *sliding roller*, didapatkan beberapa kesimpulan sebagai berikut :

1. Total Gaya Normal yang didapatkan untuk *round roller* dan *sliding roller* hasilnya adalah sama yaitu pada posisi stasioner sebesar 37,268 N dan posisi puncak sebesar 525,279 N akan tetapi untuk total tegangan ekuivalen yang terjadi berbeda dikarenakan luasan kontak yang berbeda. *Round roller* dengan luasan kontak yang lebih kecil menghasilkan total tegangan yang lebih besar yaitu 21,423 MPa sedangkan *sliding roller* sebesar 14,559 MPa.
2. Frekuensi pembebanan *real roller* didapatkan 0,0667 Hz dan berdasarkan amplitude tegangan yang sudah didaatkan dan diplotkan pada *sn-curve* didapatkan siklus untuk *round roller* adalah sebanyak  $65 \times 10^4$  siklus, sedangkan untuk *sliding roller* adalah sebanyak  $95 \times 10^4$  siklus
3. Prediksi umur *round roller* adalah  $\pm 4$  bulan dan sesuai dengan buku pedoman reparasi honda vario 125 PGM-Fi menyatakan bahwa penggantian *roller* dan *belt* adalah setiap **8000 Km**.
4. Prediksi umur *sliding roller* adalah  $\pm 6$  bulan, dan jika dikorelasikan dengan buku pedoman reparasi honda vario 125 PGM-Fi yang menyatakan bahwa penggantian *roller* dan *belt* adalah setiap 8000 Km, dengan memakai *sliding roller* bisa mencapai **12600 Km**.

## 5.2 Saran

Adapun beberapa saran dari penulis yang dapat diberikan untuk masyarakat dan demi kelancaran penelitian berikutnya adalah sebagai berikut :

1. Pengguna motor matic seharusnya berkendara dengan attitude yang baik dan tidak ugal-ugalan, dikarenakan perilaku berkendara seseorang dapat menentukan frekuensi pembebanan yang terjadi pada *roller*. Jika Frekuensi pembebanan *roller* semakin besar, umur *roller* juga akan semakin pendek, dan jika frekuensi pembebanan *roller* semakin kecil, umur *roller* akan semakin panjang.
2. Disarankan menggunakan *sliding roller* karena berdasarkan hasil analisa dengan material dan berat yang sama, prediksi umur pakai *sliding roller* lebih lama daripada *round roller*.
3. Analisa ini dapat dilanjutkan dan atau disempurnakan untuk menganalisa *roller* jenis lainnya, atau dengan jenis *roller* yang sama tetapi spesifikasi nya berbeda.

## DAFTAR PUSTAKA

- [1] Sutantra, I. N., & Sampurno. (2010). **Teknologi Otomotif Edisi Kedua**. Surabaya: Intitut Teknologi Sepuluh Nopember.
- [2] Jama, Jalius, dkk. (2008). **Teknik Sepeda Motor Jilid 3**. Jakarta: Departemen Pendidikan Nasional.
- [3] Khurmi, R.S. Gupta, J.K. (2005), *A Textbook Of Machine Design*. New Delhi : Eurasia Publishing House (PVT.) LTD.
- [4] Budynas, Richard G. & Nisbett., J. Keith (2011), *Shigley's Mechanical Engineering Design Ninth Edition*. New York : McGraw-Hill.
- [5] McKeen, Laurence W. (2016) *Fatigue and Tribological Properties of Plastics and Elastomers Third Edition*. Oxford OX5 IGB UK : Elsevier.
- [6] Wijanarko, (2007). **Analisa Pengaruh Perubahan Massa Roller Penggerak Variator Pulley Pada Continuously Variable Transmission (CVT) Terhadap Kinerja Traksi Pada Sepeda Motor Yamaha Mio**. Surabaya: Institut Teknologi Sepuluh Nopember.

- [7] Prasandy, Chrisnata Gita (2015). **Analisa dan Studi Eksperimen Pengaruh variasi Pudut Kontak Kemiringan Drive Pulley Pada Continuously Variable Transmission (CVT) Dengan Variasi Sudut  $140^0$ ,  $130^0$ , dan  $120^0$  Pada Honda Vario 125 PGM-FI**. Surabaya: Intitut Teknologi Sepuluh Nopember.
- [8] Wibowo, Restu Prima Bagus.(2012). **Pengaruh Diameter Roller CVT (Continuously Variable Transmission) Dan Variasi Putaran Mesin Terhadap Daya Pada Yamaha Mio Sporty Tahun 2007**.Surakarta.Universitas Negri Solo.
- [9] **Buku Pedoman Reparasi Honda Vario 125 (2013)**. PT.Astra Honda Motor.
- [10] Anonim (20016)  
<http://www.sciencedirect.com>
- [11] Anonim (2016)  
<https://www.matweb.com>

## BIOGRAFI PENULIS



Ahmad Bagus Prasajo dilahirkan di Surabaya, Jawa Timur pada 9 Februari 1992 yang merupakan anak pertama dari 3 bersaudara.

Penulis telah menempuh pendidikan Sekolah Dasar di SDN Gununganyar 273 Surabaya, Jawa Timur (1998-2004). Sekolah Menengah Pertama di SMP Negeri 1 Wringinanom Gresik (2004-2007) Sekolah Menengah Atas di SMA Negeri 1 Krian Sidoarjo (2007-2010). Setelah itu penulis melanjutkan pendidikan di jurusan Teknik Permesinan Kapal di Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya sebagai mahasiswa D3 (2010-2013). Kemudian penulis melanjutkan studi S1 di Teknik Mesin Institut Teknologi Sepuluh Nopember.

Selama menempuh pendidikan penulis banyak mengikuti organisasi didalam sekolah, kampus maupun diluar. Pada tahun 2006-2006 mennjadi ketua seksi kepemimpinan OSIS SMP Negeri 1 Wringinanom Gresik, dan pada tahun 2009-2010 menjadi anggota OSIS di SMA Negeri 1 Krian Sidoarjo dan pada tahun 2011-2012 penulis mengikuti organisasi Badan Eksekutif Mahasiswa Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya sebagai staf Kementerian Pengembangan Sumber Daya Mahasiswa.